

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

Mechanismus pro uvolnění břemene při pádové zkoušce

Shackle release mechanism for drop test of aircraft

Student:

Jiří Ordelt

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Václav Mosler

Ostrava 2020

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra částí a mechanismů strojů

Zadání bakalářské práce

Student: **Jiří Ordelt**
Studijní program: B2341 Strojírenství
Studijní obor: 2302R010 Konstrukce strojů a zařízení
Specializace: 40 Konstrukce strojních dílů a skupin
Téma: **Mechanismus pro uvolnění břemene při pádové zkoušce.
Shackle Release Mechanism for Drop Test of Aircraft.**
Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

Proveďte konstrukční návrh a pevnostní kontrolu mechanismu pro uvolnění břemene během pádových zkoušek. Uvolněným (zkoušeným) břemenem bude letoun, případně podvozek letounu.

Zadané parametry:

1. Mechanismus bude zavěšen na háku jeřábu.
2. Zkoušené břemeno bude nesené lanem.
3. Maximální hmotnost zkoušeného břemene bude 1000 kg.

Technická dokumentace bude obsahovat sestavný výkres mechanismu a vybrané výrobní výkresy vedoucím práce určených dílů.

Seznam doporučené odborné literatury:

DEJL, Z. *Konstrukce strojů a zařízení I.* Ostrava : Montanex, 2000, 225 s. ISBN 80-7225-018-3
MORAVEC, V.; HAVLÍK, J. *Výpočty a konstrukce strojních dílů.* Ostrava : VŠB-TU Ostrava, 2005, 72 s. ISBN 80-248-0878-1
NĚMČEK, M. *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů, spoje.* druhé vydání Ostrava : VŠB-TU Ostrava, 2008, 111 s. ISBN 978-80-248-1782-8
DRASTÍK, F. *Strojnické tabulky.* Ostrava : Montanex, 1999, 722 s. ISBN 80-85780-95-X
Firemní literatura
Normy: EN 1990, EN 1991, EN 1993, CS 23, Amdt. 5

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Václav Mosler**

Datum zadání: 20.12.2019

Datum odevzdání: 18.05.2019



doc. Ing. Zdeněk Foltá, Ph.D.
vedoucí katedry




prof. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty



Místopřísežné prohlášení

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.


V Ostravě 18.5.2020

podpis studenta 

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на ве́домі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečné ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- Souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do její skutečné výše).
- беру на ве́домі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona § č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě 18.5.2020

podpis studenta 

Jiří Ordelt

Rozkvět 716

763 31 Brumov-Bylnice

Poděkování

Na tomto místě bych chtěl poděkovat vedoucímu bakalářské práce Ing. Václavu Moslerovi, jehož rady a poznámky v průběhu vypracovávání práce byly velmi cenné. S praktickou částí práce, a to zejména s výpočty mi mnoha poznámkami pomohl bratr Ing. Jan Ordelt jemuž patří velký dík. Dále bych chtěl poděkovat firmě 5M Levit za poskytnutí tématu a podkladů pro bakalářskou práci, a to jmenovitě Ing. Luděkovi Krmelovi a Ing. Ladislavu Chybíkovi.

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

ORDELT J. Mechanismus pro uvolnění břemene při pádové zkoušce: bakalářská práce. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2020, 50 s. Vedoucí práce: Mosler, V.

Bakalářská práce se zabývá návrhem mechanismu i samotného zařízení pro uvolnění břemene při pádové zkoušce letadla. První částí je rešeršní práce již existujících zařízení a vyhodnocení vhodnosti pro podmínky pádových zkoušek letadel. Na základě hodnocení variant je navržen vlastní mechanismus zařízení. Rozměry jednotlivých částí jsou buď navrženy z namáhání způsobené tíhou břemene, nebo přizpůsobeny požadavkům vyplývajícím z konstrukce. Všechny součásti jsou pevnostně zkontrolovány, a to analyticky. Na základě návrhu a kontroly součásti je vytvořena výkresová dokumentace celého zařízení obsahující jak výkres sestavení s kusovníkem, tak výrobní výkres jedné součásti.

ANOTATION OF BACHELOR THESIS

ORDELT J. Shackle release mechanism for drop test of aircraft: bachelor Thesis. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machine Parts and Mechanism, 2020, 50 p. Thesis head: Mosler, V.

The bachelor thesis is describing design of shackle release mechanism for drop test of aircraft and design of whole device. The first part is a search of existing devices and evaluation of appropriateness for drop test of aircraft. Based on the evaluation of variants, the actual mechanism of the device is designed. The dimensions of the individual components are designed from stress caused by the weight of the load or adapted to the requirements of the design. The strength of the components is checked analytically. The bachelor thesis also includes drawing documentation containing drawing assembly and manufacturing drawing of one component.

Seznam použitých symbolů a značek

<i>Symbol</i>	<i>jednotka</i>	<i>název veličiny</i>
A	mm^2	<i>obsah plochy</i>
a	mm	<i>kótovaný rozměr zařízení</i>
B	mm	<i>šířka luzného ložiska</i>
b	mm	<i>kótovaný rozměr vidlice</i>
b_B	mm	<i>kótovaný rozměr bočnice</i>
$B_{\check{c}}$	mm	<i>šířka čelisti</i>
C	kN, N	<i>základní dynamická únosnost ložiska</i>
$C_{\check{c}}$	mm	<i>kótovaný rozměr čelisti</i>
$C'_{\check{c}}$	mm	<i>výpočtový rozměr čelisti</i>
C_o	kN, N	<i>základní statická únosnost ložiska</i>
d	mm	<i>průměr závěsného oka v průřezu</i>
$d_{\check{c}}$	N	<i>průměr čepu čelisti</i>
$d'_{\check{c}}$	mm	<i>výpočtový průměr čepu čelisti</i>
$d_{\check{c}elist}$	mm	<i>otvor pro kluzné ložisko v čelisti</i>
$d_{\check{c}-v}'$	mm	<i>výpočtový průměr čepu mezi vidlicí a zařízením</i>
$d_{\check{c}-v}$	mm	<i>průměr čepu spojující vidlici s čepem</i>
e	mm	<i>excentricita působíště síly $F_{\check{c}y}$</i>
F	N	<i>síla</i>
F_A	N	<i>výslednice třecích sil</i>
F_a	N	<i>axiální síla</i>
$F_{\check{c}}$	N	<i>síla namáhající jednu čelist</i>
$F_{\check{c}x}$	N	<i>síla namáhající jednu čelist v rovině x</i>
$F_{\check{c}y}$	N	<i>síla namáhající jednu čelist v rovině y</i>
F_g	N	<i>tíhová síla břemene</i>
F_N	N	<i>normálová síla</i>

F_{NOR}	N	<i>síla v normálovém směru</i>
F_R	N	<i>radiální síla</i>
F_{RL}	N	<i>radiální síla zatěžující ložisko</i>
$F_{TEČ}$	N	<i>síla v tečném směru</i>
$F_{uchycení}$	N	<i>síla odváděna do uchycení</i>
F_v	N	<i>valivá síla</i>
F_x	N	<i>síly v ose x</i>
F_y	N	<i>síly v ose y</i>
g	$m \cdot s^{-2}$	<i>tíhové zrychlení</i>
k_{SL}	—	<i>statická bezpečnost ložiska</i>
l_1	mm	<i>vzdálenost mezi čepy čelistí</i>
l_2	mm	<i>vzdálenost mezi čepem a působišťem síly $F_{\check{c}x}$</i>
l_3	mm	<i>vzdálenost mezi čepem a působišťem síly F_{RL}</i>
L_{10}	10^6 ot	<i>základní trvanlivost</i>
m	kg	<i>hmotnost břemene</i>
M_o	Nmm	<i>ohybový moment</i>
$M_{o\check{c} MAX}$	Nmm	<i>maximální ohybový moment na čepu</i>
P	N	<i>ekvivalentní zatížení ložiska</i>
p	—	<i>exponent provýpočet životnosti ložiska</i>
P_{Dov}	MPa	<i>dovolené otlačení</i>
$P_{Dov,dyn}$	MPa	<i>dynamické dovolené otlačení ložiska</i>
$P_{Dov,stat}$	MPa	<i>statické dovolené otlačení ložiska</i>
$P_{OTLAČENÍ}$	MPa	<i>otlačení</i>
R	N	<i>výslednice sil R_x a R_y</i>
$R_{BOČ}$	N	<i>reakční síla v bočnici</i>
Re	MPa	<i>mez kluzu materiálu</i>
RF	—	<i>koeficient bezpečnosti</i>

R_{VL}	mm	<i>poloměr valeného ložiska</i>
R_x	N	<i>síla namáhající čep v rovině x</i>
R_y	N	<i>síla namáhající čep v rovině y</i>
t_B	mm	<i>tloušťka bočnice</i>
t_B'	mm	<i>výpočtová tloušťka bočnice</i>
$v_{\check{c}-b}$	mm	<i>vůle mezi čelistí a bočnicí</i>
W_o	mm^3	<i>modul průřezu v ohybu</i>
X	—	<i>koefficient radiálního zatížení</i>
Y	—	<i>koefficient axiálního zatížení</i>
$\alpha_{\check{c}}$	$^\circ$	<i>úhel vyklonění spodní části čelisti</i>
ξ	—	<i>rameno valivého odporu</i>
σ	MPa	<i>normálové napětí</i>
$\sigma_{Dov,TAH}$	MPa	<i>dovolené napětí v tahu</i>
$\sigma_{Dov,OHYB}$	MPa	<i>dovolené napětí v ohybu</i>
σ_{HMH}	MPa	<i>ekvivalentní napětí HMH</i>
σ_{OHYB}	MPa	<i>napětí v ohybu</i>
σ_{TAH}	MPa	<i>napětí v tahu</i>
τ	MPa	<i>tečné napětí</i>
$\tau_{Dov,SMYK}$	MPa	<i>dovolené napětí ve smyku</i>
τ_{SMYK}	MPa	<i>napětí ve smyku</i>

Obsah

1	ÚVOD.....	12
1.1	ZKOUŠKY PROVÁDĚNÉ NA LETADLECH	12
2	EXISTUJÍCÍ ZAŘÍZENÍ PRO SPOUŠTĚNÍ BŘEMEN	14
2.1	VARIANTA 1.....	14
2.2	VARIANTA 2.....	16
2.3	VARIANTA 3.....	18
2.4	VARIANTA 4.....	20
2.5	VARIANTA 5.....	22
2.6	ZHODNOCENÍ VARIANT	24
3	CÍLE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE	26
4	VLASTNÍ NÁVRH ZAŘÍZENÍ	27
4.1	SILOVÝ ROZBOR.....	29
4.2	NÁVRH SOUČÁSTÍ	31
4.2.1	<i>Návrh čepu.....</i>	<i>31</i>
4.2.2	<i>Kontrola kluzného ložiska.....</i>	<i>35</i>
4.2.3	<i>Návrh čelisti.....</i>	<i>36</i>
4.2.4	<i>Přípustnost zvolené konstrukce.....</i>	<i>39</i>
4.2.5	<i>Návrh tloušťky stěny bočnice</i>	<i>43</i>
4.2.6	<i>Návrh otvoru pro uchycení</i>	<i>44</i>
5	ZÁVĚR	46
6	SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY.....	48
7	SEZNAM PŘÍLOH.....	50

1 Úvod

Bakalářská práce se zabývá návrhem vhodného mechanismu včetně návrhu zařízení pro pádové zkoušky letadel. Podvozky letadel jsou při testech zkoušeny pomocí padostrojů, jež jsou však vhodné pouze pro dopravní letadla. Zařízení pro testování podvozků malých typů letadel s hmotností do 1 000 kilogramů však není vyvinuto a při zkouškách jsou využívány zařízení z mnoha různých odvětví. Taková zařízení však mají s ohledem na dokonalé provedení zkoušky několik nedostatků.

Při tvorbě bakalářské práce jsem spolupracoval s firmou 5M Levit, kterou mi bylo nabídnuto řešení dané problematiky. Téma jsem s možností na vytvoření dosud neexistujícího zařízení vyhodnotil jako velmi zajímavé a umožňující můj růst v oblasti, kterou studuji.

1.1 Zkoušky prováděné na letadlech [1]

Dříve, než je letadlo uvedeno do provozu, musí projít certifikací, která zajišťuje způsobilost letadla k vykonávání své funkce a zároveň splnění všech předpisů. V současné době udává v Evropě směr při certifikování letadel Evropská agentura pro bezpečnost letectví (EASA), která vydává Evropské normy, jimiž se při zkouškách řídí jednotlivé Evropské státy. V USA tuto pozici zastává Federální letecký úřad (FAA). Požadavky na zkoušku vyplývají z reálných podmínek. Před testem každé součásti musí být proveden rozbor, který každé součást určí místa, která jsou nejvíce namáhána. Poté je pro tento případ sestaveno zkoušecí zařízení, které při zkoušce bude simulovat například přistání.

Základní rozdělení zkoušek lze provést následovně:

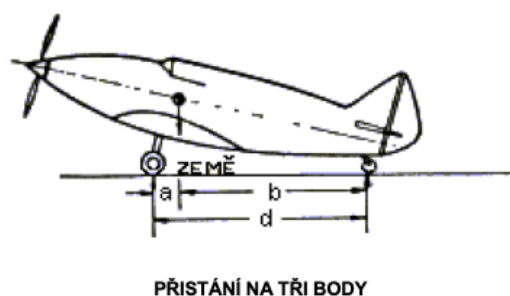
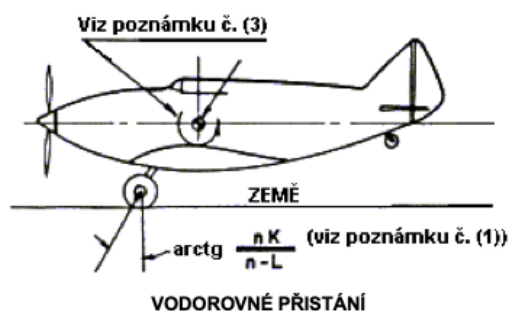
- statické pevnostní zkoušky – slouží k ověření výpočtových modelů a odhalení chyb,
- zkoušky únavy – zabývají se únavou materiálu v provozu materiálu,
- letové zkoušky – slouží pro ověření požadovaných letových vlastností.

Navrhované zařízení je využíváno při testech podvozků, při nichž je zjišťována jejich tuhost. Je ověřováno pohlčení zatěžujících sil a kmitavých vlastností podvozku, ale také funkčnost tlumičů a vlastnosti pneumatiky. Při zkouškách se zpravidla vytvoří model letounu, který zachovává rozložení hmoty, podobnosti v geometrii a ve vlastnostech podvozku. Během zkoušky jsou v kritických místech podvozku snímány deformace, které jsou přepočteny na napětí. Při zkoušce musí být prokázáno, že při přistání je podvozek schopen převzít kinetickou

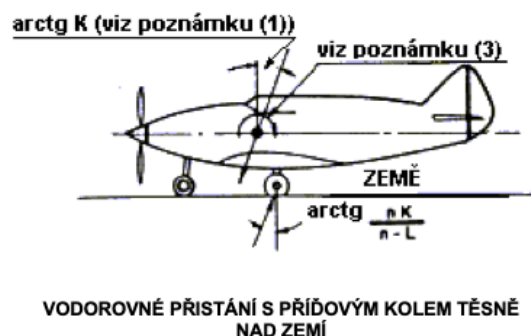
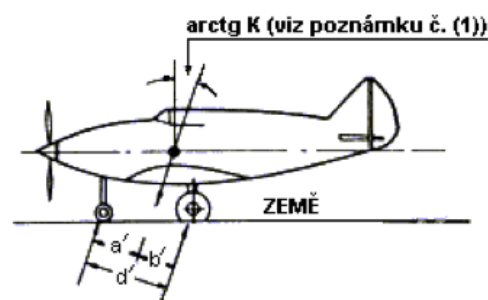
energii letounu odpovídající předpisům, aniž by došlo k překročení nejvyššího přípustného zatížení tlumičů a pneumatik.

Existuje pět hlavních podmínek při přistání, jež jsou zaznamenány na obrázku 1.

TYP SE ZÁDOVÝM PODVOZKEM



TYP S PŘÍDOVÝM PODVOZKEM



Poznámka: Viz CS.23.481(a)(2)

PŘISTÁNÍ S VELKÝM ÚHEM PODÉLNÉHO SKLONU

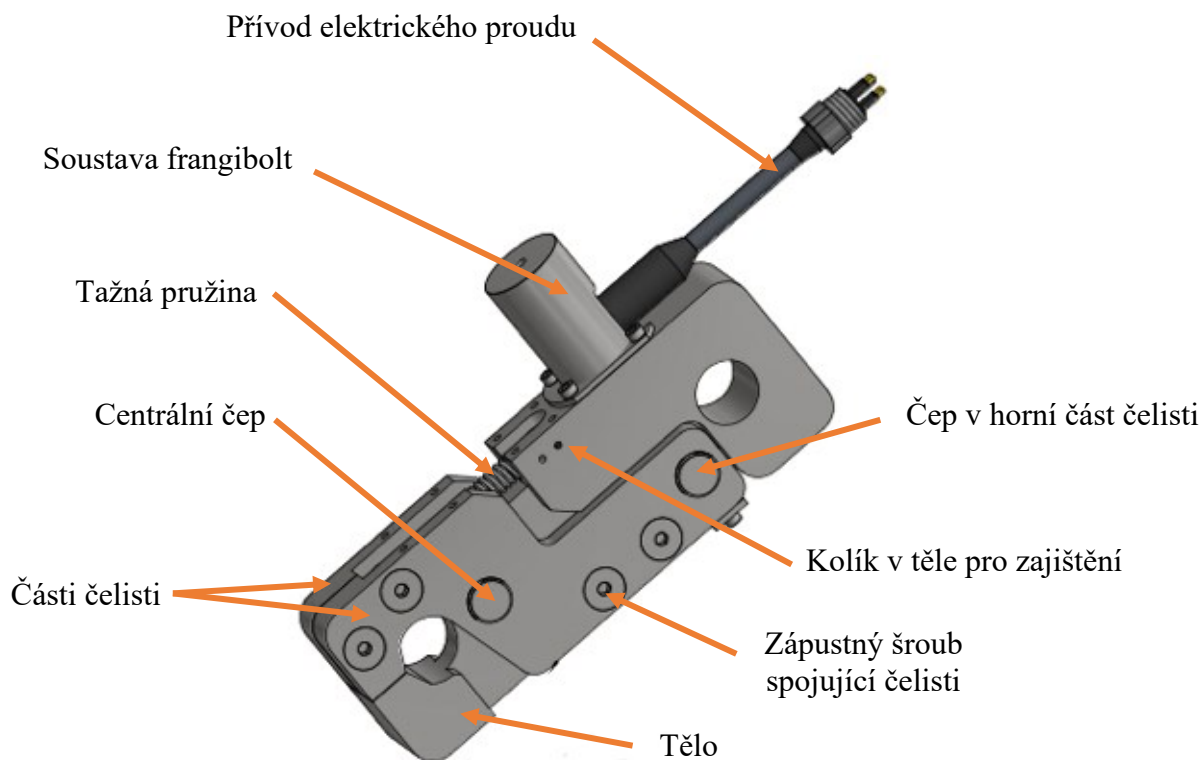
Obrázek 1 – Základní podmínky pro přistání [2]

2 Existující zařízení pro spouštění břemen

Ve světě již bylo navrženo několik zařízení, která jsou založena na principu držení břemene a jeho následného uvolnění. Jsou však využívána pro mnoho jiných odvětví, než je testování letounů. V následující kapitole je prezentováno několik možných variant, které jsou potenciálně schopny vykonávat funkci uvolňovacího zařízení při pádových zkouškách letounů.

2.1 Varianta 1

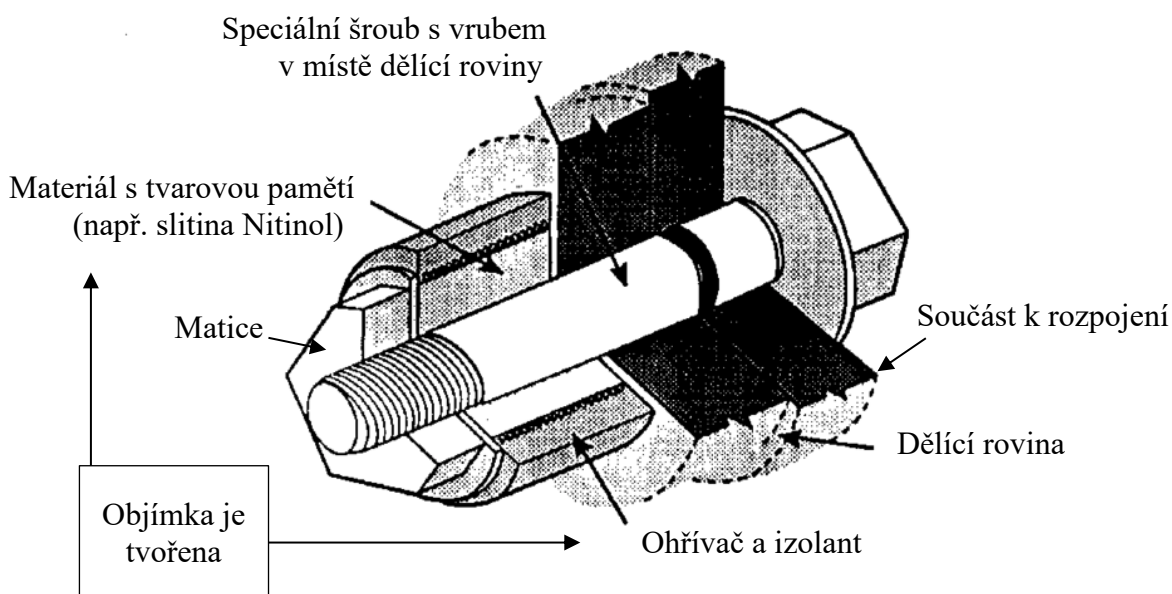
Jde o variantu, která je vyráběna firmou TiNi Aerospace. Její části jsou zobrazeny na obrázku 2. Ovládána je pomocí elektrického impulsu přiváděného do spouštěcího mechanismu.



Obrázek 2 – Schéma varianty 1 [3]

Nosná část zařízení je tvořena tělem a čelistí, jež je složena ze dvou totožných částí, které jsou k sobě sešroubovány zápustnými šrouby. Dalšími částmi jsou centrální čep, tažná pružina a spouštěcí mechanismus. Do rámu je zařízení uchyceno pomocí otvoru v horní části těla. Ve spodní části zařízení se tělo společně s čelistí podílí na zachycení břemene, které je umístěno za pomoci lana či jiného nosného prvku do otvoru, jenž tvoří tyto dvě části. Spoj mezi tělem a čelistí je zajištěn centrálním čepem, ten je proti vysunutí zajištěn hřídelovými pojistnými kroužky. Centrální čep vytváří nůžkový mechanismus mezi spojovanými částmi, jenž je nutný

pro uvolnění břemene. Čelist s tělem dále spojuje tažná pružina, která je zachycena do obou částí pomocí háčku na pružině a kolíku v těle, respektive čelisti. Další částí zařízení je spouštěcí mechanismus zvaný frangibolt (obrázek 3). Mechanismus frangibolt funguje na principu materiálu s tvarovou pamětí, který se rozpíná, jestliže k němu přivedeme elektrický proud. Mechanismus je složen z kabelu přivádějícího elektrický proud, objímky a speciálně upraveného šroubu. Šroub je postupně protažen objímkou z materiálu s tvarovou pamětí, tělem a čepem v horní části čelisti, který slouží jako opora při zajištění šroubu maticí a proti vypadnutí je zajištěn hřídelovými pojistnými kroužky. Šroub je speciální z důvodu hlubokého zápichu vytvořeném mezi dříkem a závitovou částí. Zápich se po instalaci do spouštěcího mechanismu nachází mezi tělem a čepem v horní části čelisti.

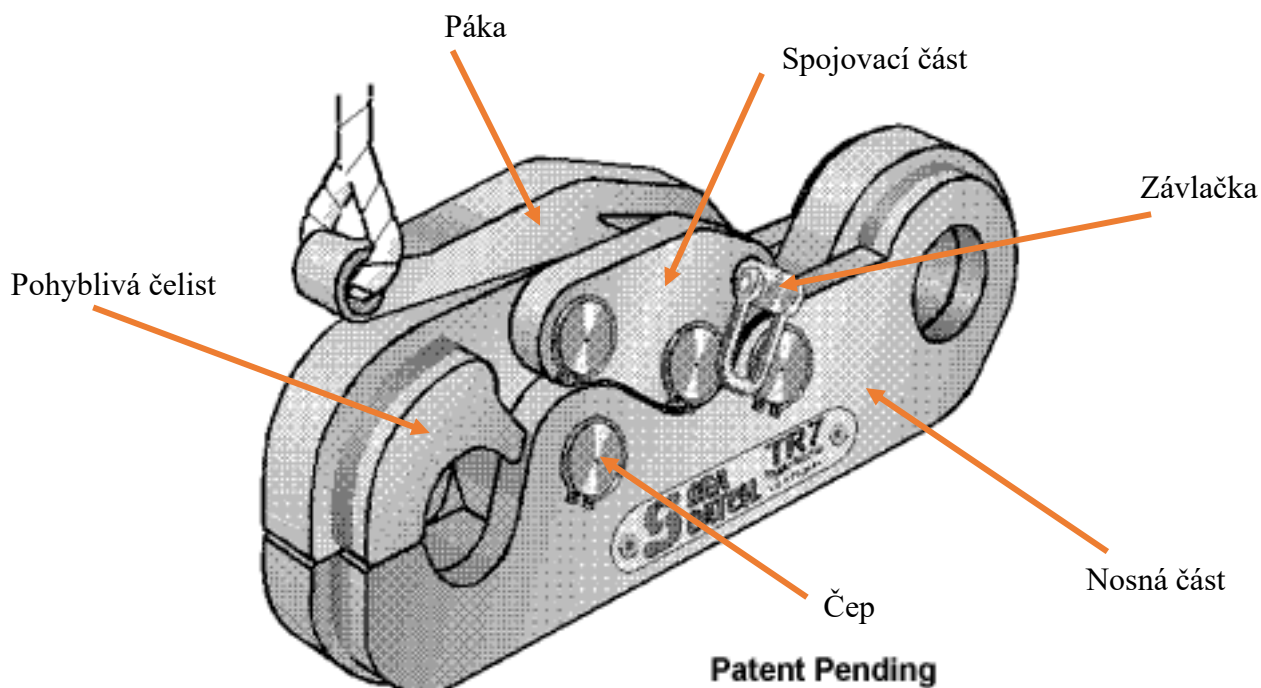


Obrázek 3 : Schéma mechanismu "Frangibolt" [4]

Princip zařízení je následující. Elektrický signál aktivuje soustavu Frangibolt. V momentu aktivace dochází k tepelnému buzení slitiny niklu a titanu (známá jako Nitinol) v objímce, která se v důsledku zvýšené teploty roztahuje. V důsledku roztažení začne slitina tláčit jak na matici, tak na součást k rozpojení (viz obrázek 3). Pokud slitina působí dostatečně velkým tlakem, tak dochází k porušení (prasknutí) šroubu v místě vrubu, a tedy k rozpojení spojovaných součástí. Po rozpojení dochází k nůžkovému efektu mezi nosným tělem a čelistí, který umožňuje centrální čep. Nůžkový efekt je vyvolán tažnou pružinou, která rozevírá čelist od nosného těla. V důsledku rozevření je břemeno uvolněno.

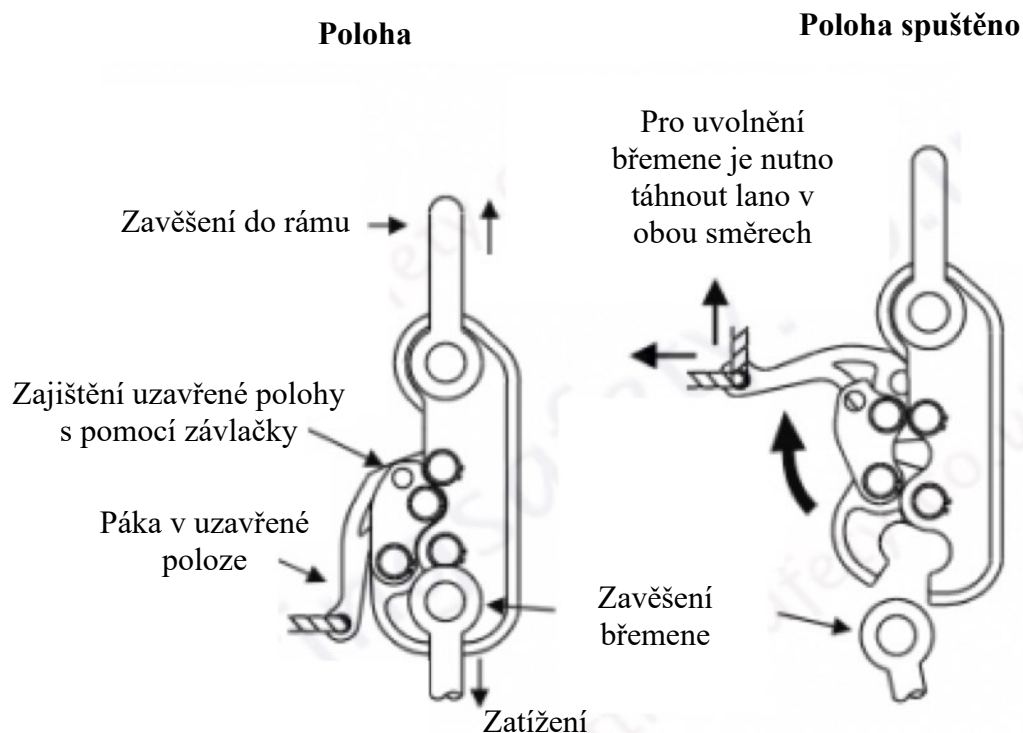
2.2 Varianta 2

Pro druhou variantu je zvoleno zařízení, které vyrábí firma Sea Catch. Je tvořeno šesti částmi, které jsou na obrázku 4. Tento typ uvolňovacího zařízení je velmi využíván v námořnictví.



Obrázek 4 – Schéma varianty 2 [5]

První z částí je páka, jejíž pohyb je rozhodující pro uvolnění břemene. Páka je součástí zařízení, které má na jednom svém konci otvor pro zachycení lana, jenž slouží k ovládaní. Na druhém konci se nachází dva otvory, které jsou však určeny pro umístění čepů. Páka je se spojovací částí spojena čepem, ten vytváří kloubovou vazbu. Mimo to lze páku společně se spojovací částí zajistit závlačkou, a to z důvodu zamezení samovolného uvolnění břemene. V zařízení se nachází dvě spojovací části trojúhelníkového tvaru s dvěma otvory pro čepy a jedním pro závlačku. Další kloubová vazba, jež se v zařízení nachází, spojuje nosnou část s pákou. Nosná část je podélná součást s kruhovým otvorem pro uchycení do rámu na jednom svém konci a s částí upravenou do tvaru čelisti na konci druhém. Nosná část společně s pohyblivou čelistí zajistí ustavení, ale také uvolnění břemene.



Obrázek 5 - Princip mechanismu 2 [5]

Principem uvolnění břemene je změna polohy páky. Tato změna vyvolá mezi ostatními členy dominový efekt v kloubových vazbách, který má za důsledek rozevření čelistí. Před uvolněním břemene je nutno nejprve odstranit závlačku. Změna polohy páky je způsobena zatažením za lano a jelikož je nutný pohyb páky směrem nahoru, je potřeba zajistit (pokud tedy dochází k zatažení za lano z místa, které se nachází pod úrovní páky) kladku měnící směr pohybu lana. Pohyb páky vyvolá změnu polohy spojovacích částí. Spojovací části jsou spojeny čepem kromě páky také s pohyblivou čelistí, ve které je také vyvolaná změna polohy. Dochází tedy k rozevření čelistí a k uvolnění břemene.

2.3 Varianta 3

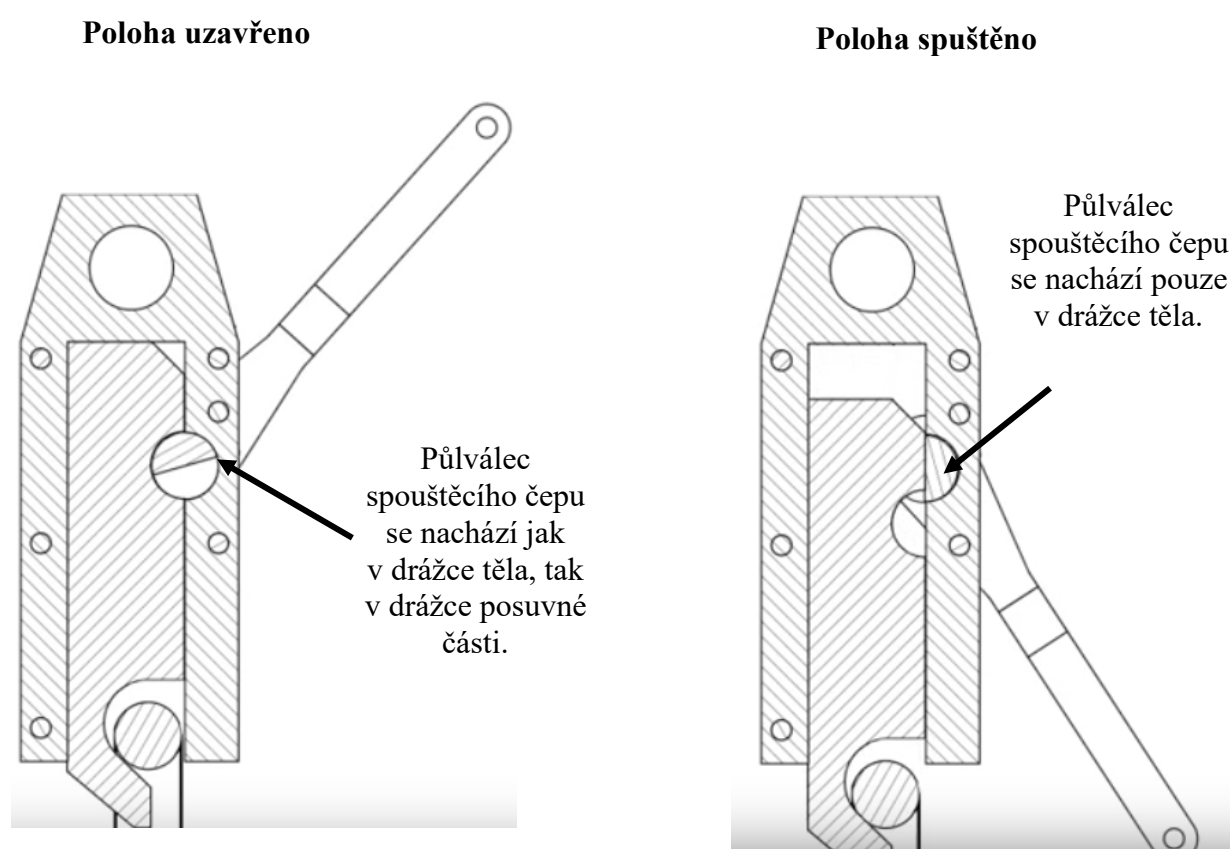
Následující zařízení navrhla firma Safe Board a jde stejně jako v předchozích dvou variantách o zařízení s mechanickým ovládáním. Zařízení je složeno ze čtyř dílů, patrných na obrázku 6.



Obrázek 6 – Schéma Varianty 3 [6]

Částmi zařízení jsou tělo, posuvná část, přední a zadní kryt, spouštěcí čep a páka. Nosnou částí celého zařízení je tělo, jehož tvar připomíná písmeno U. Jde o součást, v jejíž horní části se nachází otvor pro uchycení do rámu a ve střední a spodní části je vytvořen obdélníkový otvor pro posuvnou část. V horní části tohoto otvoru musí být též půlkruhový otvor pro spouštěcí čep. V těle se svislým směrem pohybuje speciálně tvarovaná posuvná část. Jednou z úprav je půlkruhový otvor v horní polovině pro spouštěcí čep a kruhový výstupek ve středové části sloužící pro svislé vedení součásti. Dále je upravena i spodní část, ta musí zajistit v poloze otevřeno uvolnění břemene, které zajistí pod úhlem vykloněná „packa“. Posuvná část se pohybuje ve vedení, které vytváří oválné drážky v bočních krytech spolu s výstupky v posuvné části. Každý kryt je k tělu připevněn za pomoci šesti šroubů. Další částí zařízení je čep, který je ve středové části upraven do podoby půlválce z důvodu uvolňování břemene a na koncích do tvaru čtyřhranu z důvodu snadného ustavení ovládací páky. Páka je součástí ve tvaru vidlice, kterou lze v momentu, kdy zařízení drží břemeno, uzamknout pojistkou.

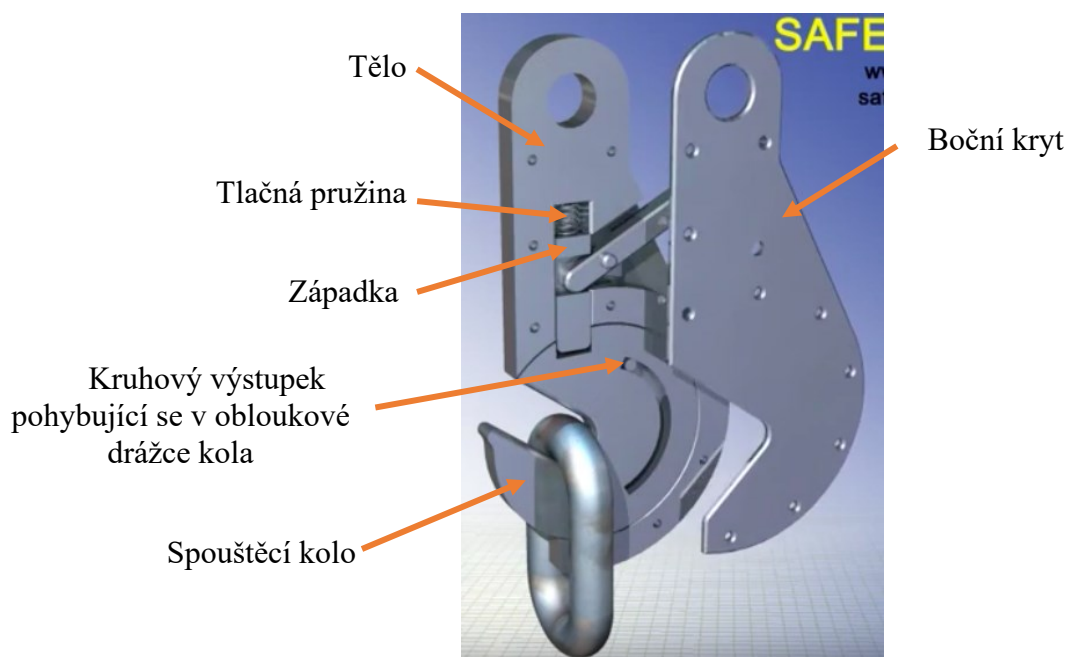
Princip spuštění břemene je založen na změně tvarové vazby mezi čepem a pohyblivou částí. Tuto změnu určuje poloha páky, která je zřejmá na obrázku 7. Pokud je páka v poloze uzavřeno (nahore), kdy část půlválce zhotoveném na čepu zapadá do drážky v pohyblivé části, je břemeno zabrzděno (viz obr pozice uzavřeno). V momentu otočení páky, kdy celý půlválec čepu přechází do drážky v těle, dojde ke ztrátě tvarové vazby mezi čepem a pohyblivou částí. To zapříčiní pohyb posuvné části svislým směrem, a to až do pozice, kterou vymezují drážky v bočních krytech. V momentu, kdy se posuvná část nachází v nejnižší pozici, je zajištěno samovolné sesunutí a uvolnění břemene.



Obrázek 7 – Princip Varianty 3 [6]

2.4 Varianta 4

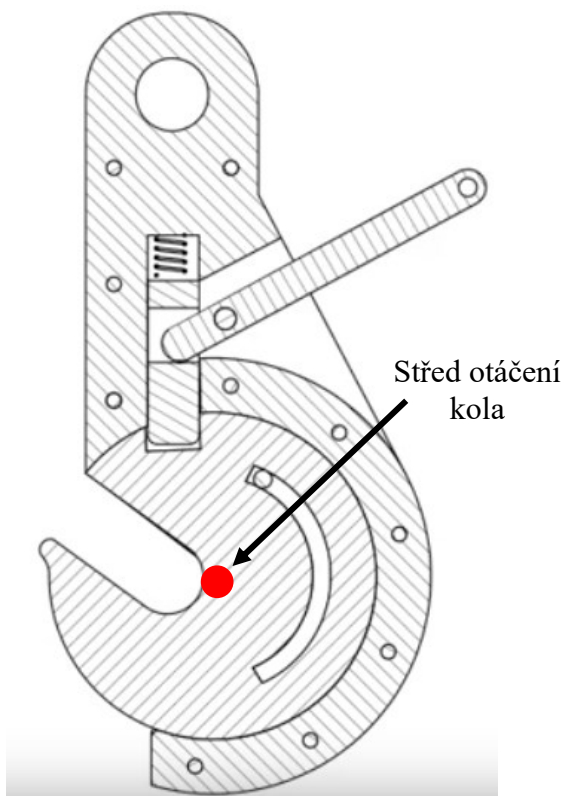
Následující zařízení, jež vyrábí firma Safe Board, je složeno ze šesti částí, které jsou zobrazeny na obrázku 8.



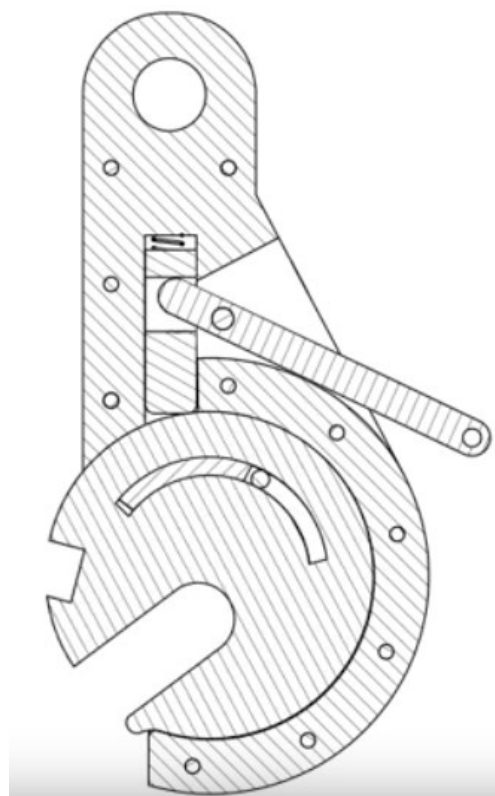
Obrázek 8 – Schéma Varianty 4 [7]

Stěžejní částí je tělo, uvnitř kterého se nachází spouštěcí mechanismus a je zakrytováno pomocí krytu, jenž je přišroubován. Mechanismus je ovládán pákou a dále je složen ze speciálně upraveného kola, tlačné pružiny a západky. Tělo slouží jako jeden z bočních krytů a zároveň jako „schránka“ pro spouštěcí mechanismus, proto je tvar těla tomuto uzpůsoben. Kolo má tři vybrání, a to vybrání ve tvaru písmene U, do něhož se umísťuje břemeno, 90° obloukovou drážku a čtvercové vybrání pro západku. Poloha těchto tří vybrání je mezi sebou vázaná, jejich vzájemná poloha musí zaručit jak držení tělesa, tak jeho uvolnění při změně polohy kola. Vzájemné spojení kola a těla je provedeno pouze s pomocí kruhového výstupku, který je pevnou součástí těla a obloukové drážky v kolu. Další částí spouštěcího mechanismu je západka ve tvaru obdélníkové tyče, jež se pohybuje v drážce těla. Západka má částečné vybrání, do něhož je umístěna páka, která má střed otáčení mimo tuto drážku, viz. obr. 8. Poslední částí mechanismu je tlačná pružina umístěna v drážce těla pro spouštěcí mechanismus v místě nad západkou. Její funkce je dotlačet západku do čtvercové drážky v pozici uzavřeno, tedy zabránit samovolnému uvolnění břemene.

Poloha uzavřeno



Poloha uvolněno

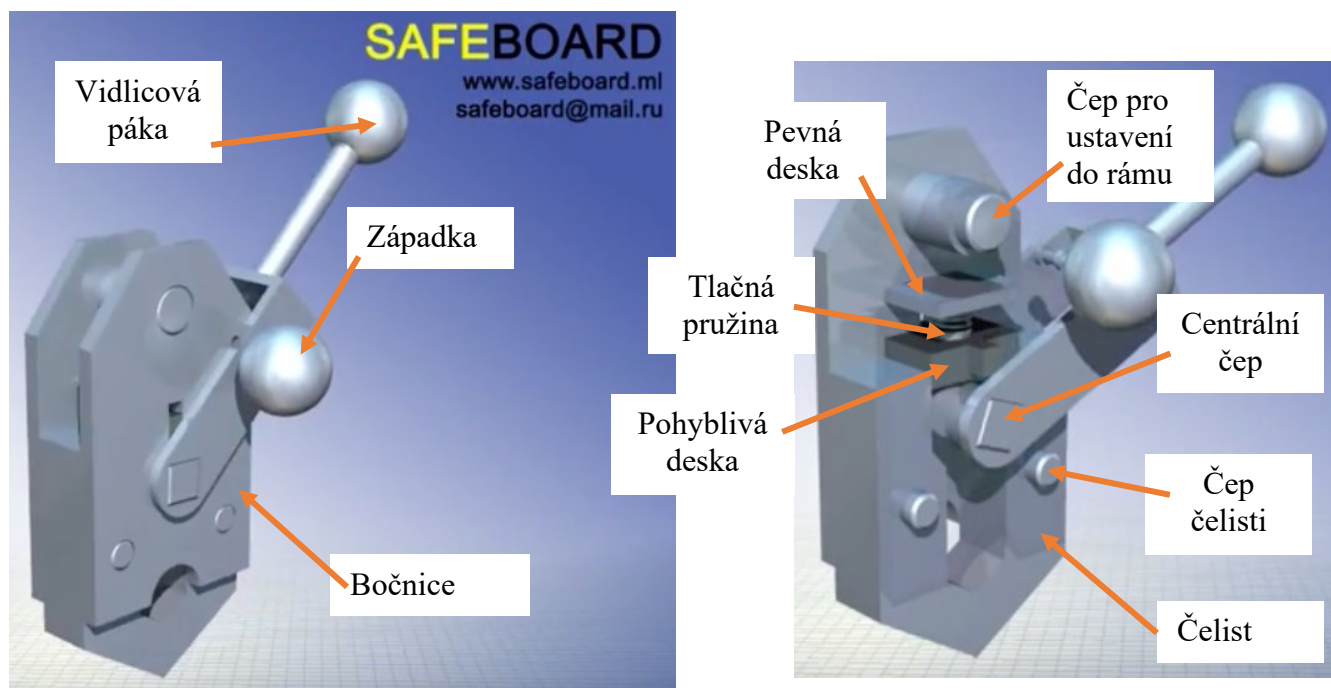


Obrázek 9 – Princip Varianty 4 [7]

Princip spouštění břemene je založen na pootočení kola, ke kterému dojde samovolně po odjištění pákou – tento princip je patrný na obrázku 9. Pokud je pákou otáčeno směrem dolů, dochází k působení na západku, která se pohybuje směrem vzhůru a přetlačí pružinu. Ve chvíli maximálního stlačení pružiny dochází k vysunutí západky z drážky kola, tedy ke ztrátě tvarového spojení. Poté se už může kolo pootočit díky momentu vznikajícího od zavěšeného břemene. Rozsah otočení vymezuje oblouková drážka v kole a kruhový výstupek v těle. Po otočení kola o celý rozsah dochází k sesunutí břemene z drážky a k jeho uvolnění.

2.5 Varianta 5

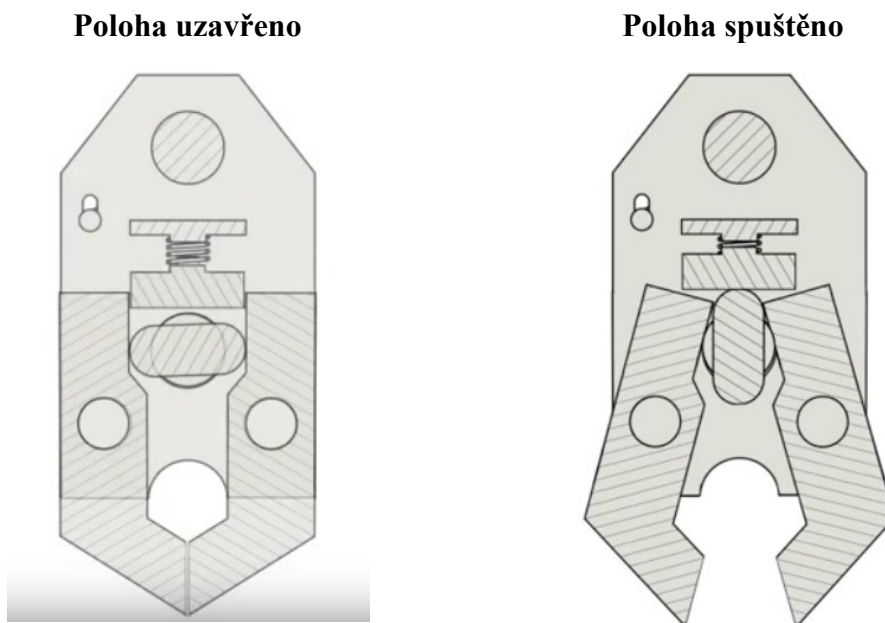
Jde o zařízení navržené firmou Safe Board s mechanickým ovládáním, které je složeno z devíti částí, viz Obrázek 10.



Obrázek 8 – Schéma Varianty 5 [8]

Zařízení tvoří dvě bočnice sloužící nejen jako zakrytování ale také pro vedení pohyblivé části a zavěšení celého zařízení. Dalšími součástmi sestavy jsou čelisti, čepy pro ustavení čelistí a spouštěcí mechanismus. Ten je tvořen pevnou a pohyblivou deskou, centrálním čepem, tlačnou pružinou a pákou pro ovládání. V horní části zařízení se nachází čep, který slouží k ustavení zařízení do rámu. Tvar bočnic, které jsou stěžejními částmi celého zařízení, je uzpůsoben pro ustavení všech čepů nacházejících se v zařízení. Dále jsou v bočnicích vytvořeny drážky obdélníkového tvaru sloužící jako vedení pohyblivé desky, která je součástí spouštěcího mechanismu. Čelisti slouží k držení a uvolňování břemene a jsou do bočnic ustaveny pomocí čepů, které jsou po nasazení bočnic zajištěny hřídelovými pojistnými kroužky proti vypadnutí. Čepy jsou umístěny tak, aby umožnily čelistem jak sevření, tak rozevření. Pevná deska spouštěcího zařízení je s každou bočnicí spojena šrouby. Pro svislý posun v drážce bočnic, který je nutný, má pohyblivá deska obdélníkové výstupky. Mezi oběma deskami spouštěcího mechanismu se nachází tlačná pružina, ustavena pomocí nákrůžku na každé z desek. Centrální čep, určen pro ovládání spouštěcího mechanismu, je tvořen třemi

částmi – středovou s tvarem vačky pro ovládání mechanismu, krajní s tvarem čtyřhranu pro ustavení páky a přechodovou mezi těmito dvěma částmi, tvořenou válcem sloužícím pro ustavení do bočnic. Posledními součástmi sestavy je vidlicová páka a západka, sloužící jako pojistka proti samovolnému uvolnění břemene.



Obrázek 10 – Princip funkce Varianty 5 [8]

Princip uvolňování čelistí je patrný na obrázku 10. Zařízení je uvedeno do chodu po přemístění páky z polohy uzavřeno do polohy otevřeno, tedy pohybem páky směrem dolů. Současně s otáčením páky dochází k rotaci centrálního čepu s vačkou. V pozici uzavřeno nedochází ke kontaktu vačky čepu s pohyblivou deskou, tím je zajištěno sevření čelistí, respektive držení břemene. Po pohybu pákou dolů se čep otáčí, vačka postupně začíná tlačit na pohyblivou desku, což způsobí její pohyb svisle vzhůru ve vedení bočnic a současně dochází k přetlačení pružiny. V momentu otočení páky o 90° (viz obrázek 11) dochází k maximálnímu posunu pohyblivé části. V této pozici již není žádný tvarový kontakt mezi čelistmi a pohyblivou deskou. Tím je způsobeno uvolnění horních částí čelistí, což má za následek rozevření čelistí ve spodní části a následné uvolnění břemene. Samočinné rozevření čelistí zajistí jejich osazení v čepech, kdy působící břemeno spoj čelistí stále rozevívá, avšak v poloze uzavřeno tomu brání pohyblivá deska mezi čelistmi v jejich horní části.

2.6 Zhodnocení variant

Aby bylo zvoleno nejvhodnější výchozí zařízení pro vlastní návrh, je zvoleno několik oblastí, ve kterých budou vyhodnocovány výhody a nedostatky jednotlivých variant. Pro toto hodnocení bude vytvořena tabulka (tabulka 1), kde ve sloupcích jsou řazeny jednotlivé varianty a v řádcích kritéria, kde zelené plus znamená že dané kritérium je výhodou zařízení, červené mínus značí nedostatek a černá nula to, že kritérium nelze vyhodnotit před samotným testováním nebo nelze určit s ohledem na ostatní varianty.

První oblast, ve které budou jednotlivé varianty porovnávány, je konstrukce a výroba zařízení. Zde bude hodnoceno, jak moc je konstrukce jednotlivých dílů náročná z konstrukčního hlediska, zda u dílů nebude nutno volit mnoho geometrických tolerancí, jestli nebude v sestavě velké množství uložení s malou tolerancí nebo zda tvar součásti není složitý. Všechna tato kritéria mají totiž velký vliv nejen na výrobu, ale také na následné měření, s čímž jsou spojeny také vyšší náklady na výrobu jednoho zařízení.

Další hodnocenou oblastí je náchylnost k možným nevhodným vlivům v průběhu zkoušky. Jde o možnosti, že při provádění zkoušky by mohlo dojít k neuvolnění břemene, tedy k nesplnění základní podmínky úspěšné zkoušky. Dalším nevhodným prvkem při provedené zkoušce by mohl být pád břemene jiným směrem než přímým směrem dolů, jak zkouška požaduje. Došlo by tedy k pádu šikmým směrem, kdy by se břemeno kromě směru svislého pohybovalo i směrem vodorovným. Tento nedostatek může být důsledkem nevhodného směru při uvolňování břemene (například varianta 4) nebo také nedostatečné tuhosti uložení mezi zařízením a rámem, kdy může dojít k třesení zařízení v rámu.

Poslední oblastí je práce se zařízením a jeho údržba. Zde bude hodnocena četnost nutných úprav před každým použitím zařízení, kdy víme, že například u první varianty je nutno měnit šroub po každém použití, ale také nutnost častého seřizování uvolňovacího mechanismu. Dále pak složitost ovládání jednotlivých zařízení a možná úprava uvolňovacího mechanismu na jednodušší ovládání pomocí servopohonu.

Tabulka 1 hodnocení

	Varianta 1	Varianta 2	Varianta 3	Varianta 4	Varianta 5
Konstrukce a výroba zařízení					
Složitost konstrukce	0	+	+	-	0
Náročnost výroby a sestavení	-	-	-	-	-
Možné nevhodné vlivy při práci zařízení					
Samovolné uvolnění břemene	+	+	+	+	+
Při pádu břemene	0	-	-	-	+
Údržba a práce zařízení					
Četnost uprav před spuštěním a údržba	-	+	+	+	+
Práce se zařízením	+	+	-	-	+
Možnost integrace servopohonu	0	-	+	-	+

Při hodnocení je kladen vyšší důraz na kritéria, jež jsou spojena s negativními vlivy při průběhu zkoušky. Pokud má být zkouška provedena přesně podle předpisů, je nutno, aby hlavně vlivy, jež mohou negativně působit po upuštění břemene, byly co nejmenší. Výsledkem tedy je, že za nejvhodnější možnosti návrhu zařízení lze označit i přes složitější konstrukci variantu 1 a variantu 5. Pokud by se však podařilo vhodně integrovat servopohon do konstrukce varianty 2, lze i tuto považovat za vhodnou, jelikož důsledkem této konstrukční změny by došlo k odstranění negativního vlivu při spouštění břemene pomocí lana.

Při návrhu vlastního zařízení je využita na základě hodnocení z tabulky 1 podobnost s variantou 5, kdy bude navrhováno zařízení s rozevíracími se čelistmi.

3 Cíle bakalářské práce

Cílem praktické části bakalářské práce je navrhnout na základě hodnocení z tabulky 1 vhodný mechanismus pro využití při pádových zkouškách letadel.

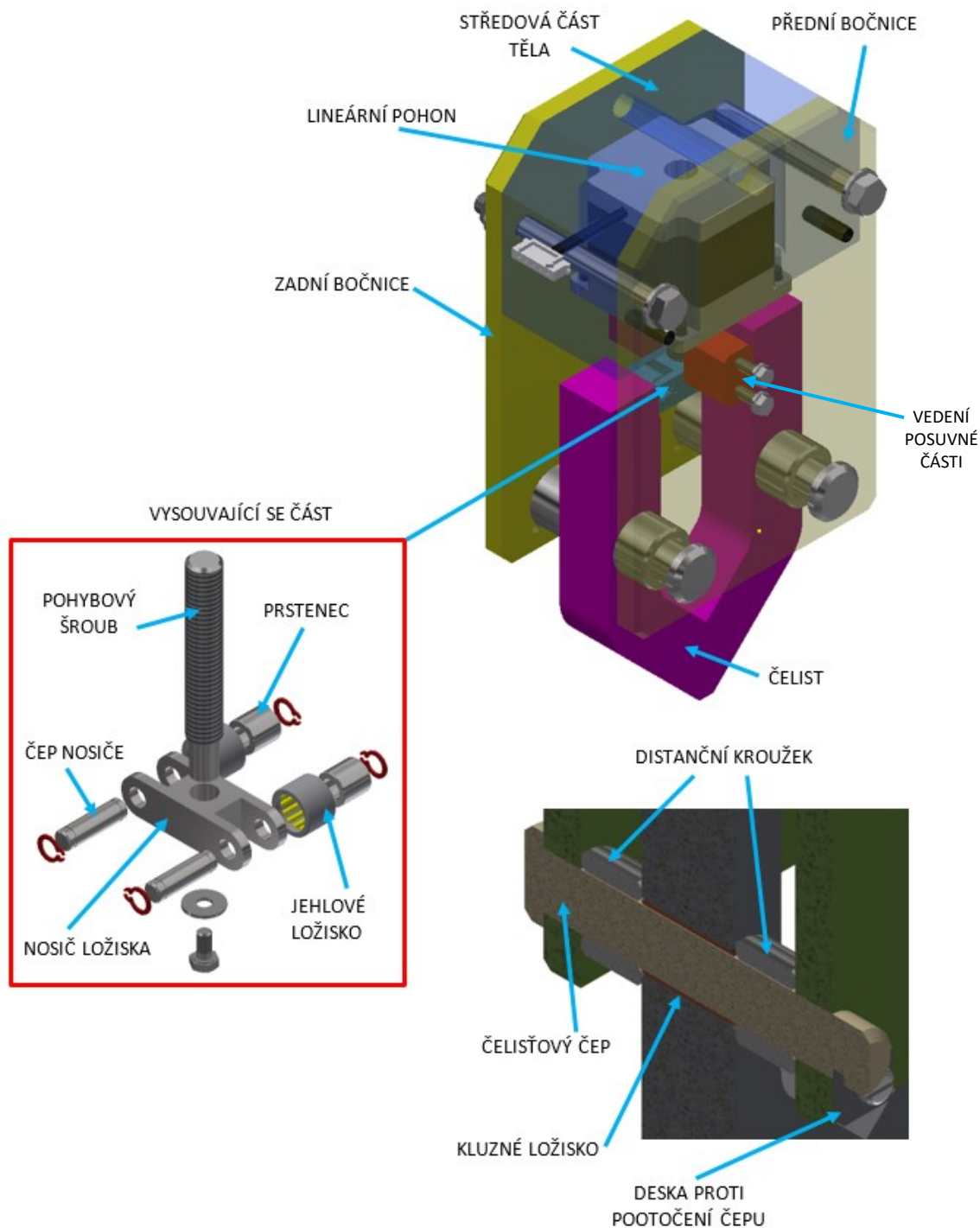
Mimo samotný uvolňovací mechanismus je cílem práce navrhnout také zařízení, v němž bude mechanismus implementován včetně návrhu vhodného pohonu mechanismu. Při návrhu jednotlivých částí je nutno věnovat zvýšenou pozornost reálnosti použití konstrukce, tím je myšlen návrh s ohledem na vyrobiteľnosť a smontovateľnosť.

Třetím cílem je pomocí analytických výpočtů nebo s pomocí vhodného software navrhnout jednotlivé díly co nejvhodněji s ohledem na vstupní zatížení, ale také navrhnout vhodné parametry důležité pro výrobu a smontovateľnosť, jako jsou tolerance tvaru a rozměru.

Čtvrtým a posledním cílem je všechny díly zhotovit pomocí 3D CAD software Autodesk Inventor 2019 Professional, mimo tvorby jednotlivých dílů zhotovit animaci sestavení a také výkresovou dokumentaci nejen jednotlivých dílů ale i sestavy, včetně kusovníku.

4 Vlastní návrh zařízení

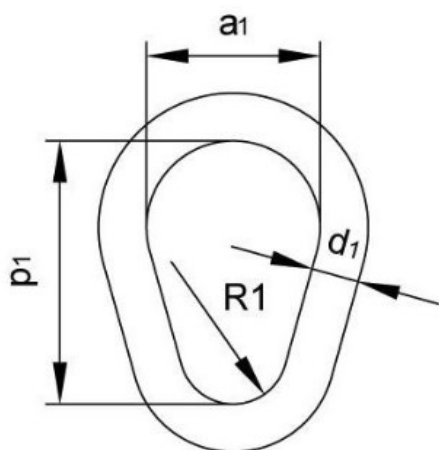
Jde o vlastní návrh řešeného zadání. V následující části je představena vlastní varianta s popisem všech částí, ale také konstrukční návrh všech těchto částí.



Obrázek 12 – Schéma vlastního řešení

Nosnými částmi jsou dvě bočnice (žlutá barva) a středová část těla (průhledná modrá barva). Tyto části jsou vzájemně vůči sobě ustaveny čtyřmi pružnými kolíky ISO 8752 a navzájem sešroubovány šroubovým spojením se šrouby ISO 3121, podložkami ČSN 5194 a maticí ISO 4035. Středová část těla je speciálně upravena pro umístění lineárního pohonu v jeho jádru. Spojení pohonu s tělem je realizováno čtyřmi šrouby ISO 10 642. Lineární aktuátor pomocí pohybového šroubu (lichoběžníkový rovnoramenný závit) pohybuje vysouvající se částí. Vysouvající část je mimo pohybový šroub složena z nosiče ložiska, v němž jsou za pomoci čepu a prstence uloženy dvě jehlová ložiska. Ložiska se pohybují v horní části čelistí a zajišťují jejich uzavření – pokud se dostanou mimo čelist, pak jejich rozevření. Horní část čelistí je upravena tak, že slouží jako vedení pro pohyb válečkových ložisek. Čelisti jsou v zařízení umístěny pomocí čelistových čepů. Ty jsou proti pootočení zajištěny deskami, které jsou spojeny s bočnicí pomocí šroubů ISO 1580. Pro lepší kyvný pohyb čelisti na čepu je využito bronzové kluzné ložisko firmy SKF. Čelisti jsou ustaveny ve středu mezi bočnicemi, a to pomocí distančních kroužků. Poslední částí zařízení jsou dvě vedení posuvné části (červená barva). Ty slouží pro správné navedení posuvné části při ustavování břemene v zařízení, tedy před provedením zkoušky. Vedení je s bočnicemi spojeno pomocí šroubu ISO 10 642 a pružnou podložky ČSN 02 1741.

Břemeno je v čelistech umístěno pomocí oka, jehož velikost je volena na základě zatěžující hmotnosti, která vyplývá ze zadání. Pro řešené zadání je vybráno oko s označením 20x128 ČSN 02 3231 a s nosností 1 400 kg od firmy JuBo Jeseník (viz obrázek 13 a tabulka 2).



Obrázek 13 : Parametry záchytného oka [9]

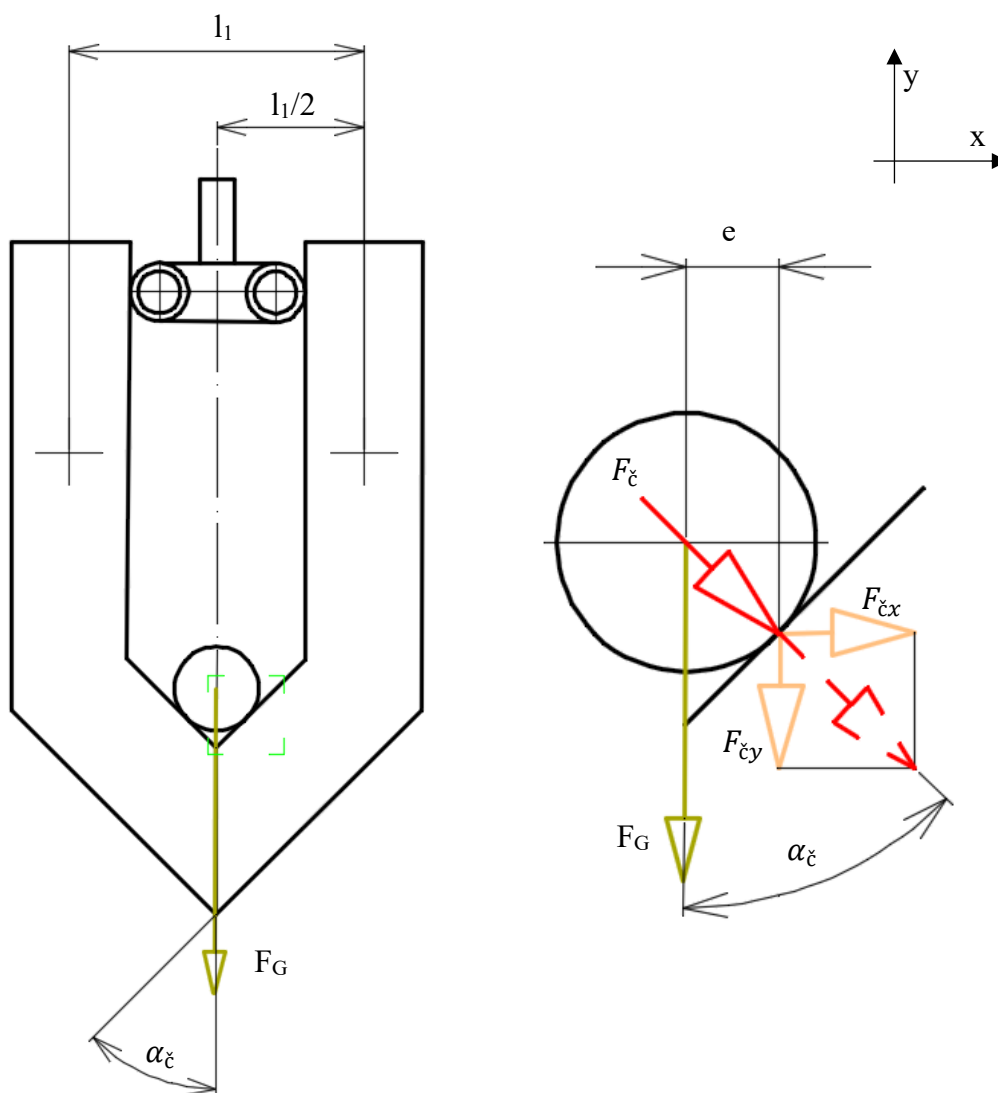
Tabulka 2 : Parametry záchytného oka [9]

Norma	PN 02 3231
Hmotnost	0,98 kg
Rozměr a	84 mm
Rozměr p	128 mm
Rozměr d	20 mm
Rozměr R	26 mm
Zkušební zatížení	28 kN

Při řešení je jedinou známou přesný tvar a rozměry oka. Protože se nevychází z dřívější konstrukce, je nutno všechny součásti navrhnout. Prvním krokem při návrhu je zvolení vhodné geometrie součástí a mechanismu, aby síly, jež na součásti působí, vhodně zatěžovaly zařízení a zároveň byla zaručena jeho funkčnost.

4.1 Silový rozbor

Zvolené geometrické uspořádání vychází ze 70mm vzdálenosti mezi čepy (l_1). Nutné rozevření čelistí v uvolněném stavu bude o 10 mm vyšší, než je minimální rozměr pro vysmeknutí oka z čelistí, tedy rozevření čelistí bude alespoň 30 mm. Dále je zvolen 45° úhel (α_ζ) vyklonění spodní části čelisti. Zvolena je také poloha čelistí, z níž plynou působíště sil působících na čelist. Akční síly břemene (F_ζ) působí na čelist ve vertikálním směru ve vzdálenosti $l_2 = 45$ mm, síla od vysouvající se části (F_{RL}) pak ve vzdálenosti $l_3 = 50$ mm (viz obrázek 14 a obrázek 15).



Obrázek 14 – Rozklad sil v zařízení

Pro návrh jednotlivých součástí je nutno vypočíst velikost a směr působení sil v zařízení, pro snazší výpočet poslouží obrázek 14.

Prvně je nutno stanovit tíhovou sílu břemene F_g od břemene, která bude rovna:

$$F_g = m \cdot g = 1\,000 \cdot 9,81 = 9\,810\,N \quad (1)$$

kde m je hmotnost břemene,
 g je tíhové zrychlení.

Tíhová síla je rozdělena mezi dvě čelisti, síla namáhající jednu čelist $F_{\check{c}}$, bude tedy rovna:

$$\cos \alpha_{\check{c}} = \frac{\frac{F_g}{2}}{F_{\check{c}}} \quad (2)$$

$$F_{\check{c}} = \frac{F_g}{2 \cdot \cos \alpha_{\check{c}}} = \frac{9810}{2 \cdot \cos 45^\circ} = 6\,936,7\,N$$

kde $\alpha_{\check{c}}$ je úhel vyklonění spodní části čelisti.

Pro další řešení je síla působící na čelist $F_{\check{c}}$ rozložena do složky ve směru x a y:

$$\sin \alpha_{\check{c}} = \frac{F_{\check{c}x}}{F_{\check{c}}} \quad (3)$$

$$F_{\check{c}x} = F_{\check{c}} \cdot \sin \alpha_{\check{c}} = 6\,936,7 \cdot \sin 45^\circ = 4\,905\,N$$

kde $F_{\check{c}x}$ je síla namáhající čelist v rovině x,

$$\cos \alpha_{\check{c}} = \frac{F_{\check{c}y}}{F_{\check{c}}} \quad (4)$$

$$F_{\check{c}y} = F_{\check{c}} \cdot \cos \alpha_{\check{c}} = 6\,936,7 \cdot \cos 45^\circ = 4\,905\,N$$

kde $F_{\check{c}y}$ je síla namáhající čelist v rovině y.

Dříve, než z rovnováhy na páce bude vypočtena radiální síla působící na ložisko, je nutno vypočíst rozměr e (viz. obrázek 14):

$$\cos \alpha_{\check{c}} = \frac{e}{\frac{d}{2}} \quad (5)$$

$$e = \cos \alpha_{\check{c}} \cdot \frac{d}{2} = \cos 45^\circ \cdot \frac{20}{2} = 7,07\,mm$$

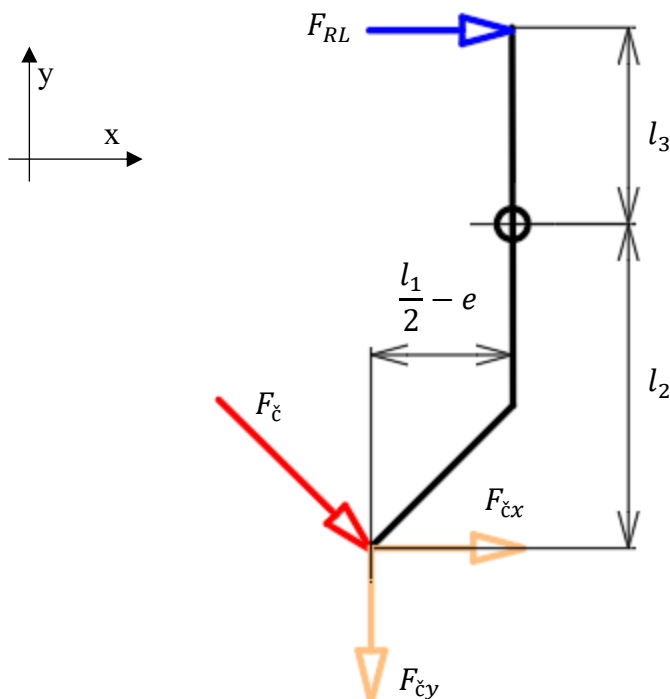
kde d je průměr zavěšeného oka v průřezu,
 e je excentricita působíště síly $F_{\check{c}y}$.

Z rovnováhy na páce a s pomocí Obrázku 15, lze tedy určit radiální sílu zatěžující ložisko F_{RL} :

$$F_{RL} \cdot l_3 = F_{\check{c}x} \cdot l_2 + F_{\check{c}y} \cdot \left(\frac{l_1}{2} - e\right) \quad (6)$$

$$F_{RL} = \frac{F_{\check{c}x} \cdot l_2 + F_{\check{c}y} \cdot \left(\frac{l_1}{2} - e\right)}{l_3} = \frac{4\,905 \cdot 45 + 4\,905 \cdot (35 - 7,07)}{50} = 7\,154,4\,N$$

kde l_1 je vzdálenost mezi čepy čelistí,
 l_2 je vzdálenost mezi čepem a působišťem síly $F_{\check{x}}$,
 l_3 je vzdálenost mezi čepem a působišťem síly F_{RL} .



Obrázek 15 – Zjednodušené schéma působících sil na zařízení

4.2 Návrh součástí

Nyní už je možné navrhnout jednotlivé součásti zařízení.

4.2.1 Návrh čepu

Jako první je navrhován čep čelisti (schéma umístění na obrázku 17). Jelikož však velikost čepu závisí nejen na rozměrech kluzného ložiska, ale také na rozměru samotné čelisti, je uvažováno, že bude použito kluzné ložisko se šířkou 25 mm. První je nutné vypočíst síly R_x a R_y (viz obrázek 16) zatěžující čep:

$$\sum F_x = 0 \rightarrow R_x + F_{RL} + F_{\check{x}} = 0$$

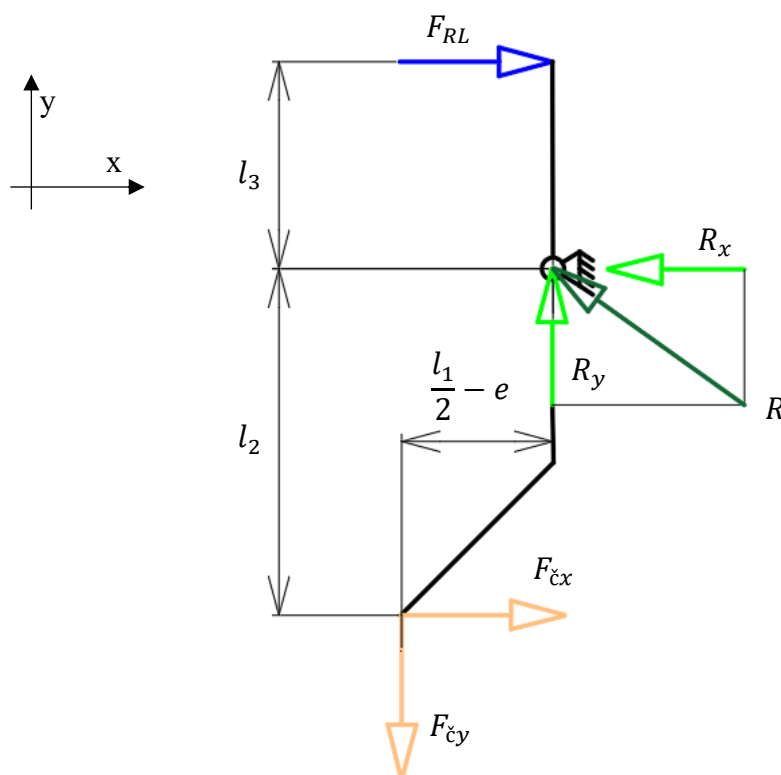
$$R_x = -F_{RL} - F_{\check{x}} = -7\,154,4 - 4\,905 = -12\,059,4 \text{ N} \quad (7)$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow R_y - F_{\check{y}} = 0$$

$$R_y = F_{\check{y}} = 4\,905 \text{ N} \quad (8)$$

Pro návrh čepu je jednodušší neřešit síly v jednotlivých směrech zvlášť, ale jako výslednici sil R ve směru x a směru y :

$$R = \sqrt{R_x^2 + R_y^2} = \sqrt{(-12\,059,4)^2 + 4905^2} = 13\,018,8\,N \quad (9)$$



Obrázek 16 : schéma působících síl na čep

Dříve, než bude navrhnout průměr čepu, je nutné zjistit průběh sil v čepu a velikost reakcí na něj působících. Akční síla R je zavedena pomocí metody čtvrtinových řezů (viz obrázek 18).

Mechanické vlastnosti jsou odvozeny dle literatury Konstruování strojních součástí [10] a zaznamenány v tabulce 3 v závislosti na použitém materiálu C60 s mezí kluzu $Re = 520\,MPa$ [17].

Tabulka 3 – Mechanické vlastnosti materiálu čepu

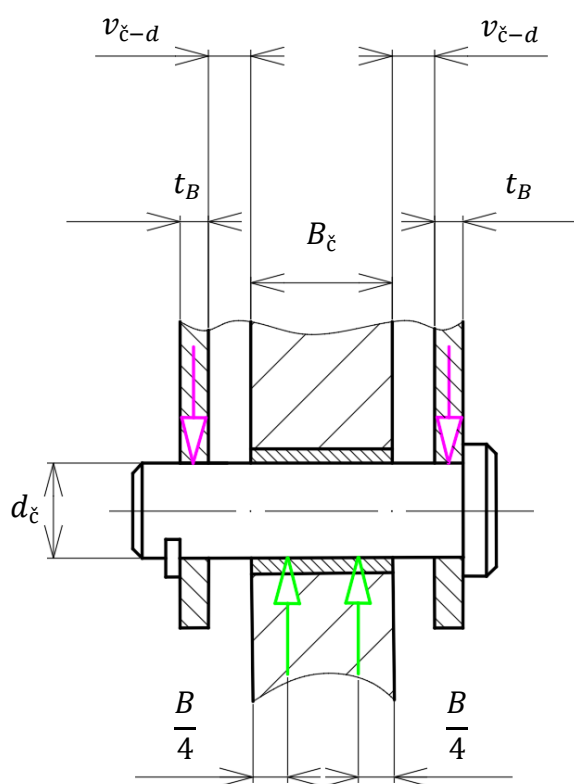
Druh namáhání	Vztah pro určení dovolené hodnoty	Dovolená hodnota [MPa]
OHYB	$0,7 \cdot R_e$	364
OTLAČENÍ	$0,9 \cdot R_e$	468

Mimo akční sílu R působí na čep také reakční síly $R_{BOČ}$, jejíž velikost je:

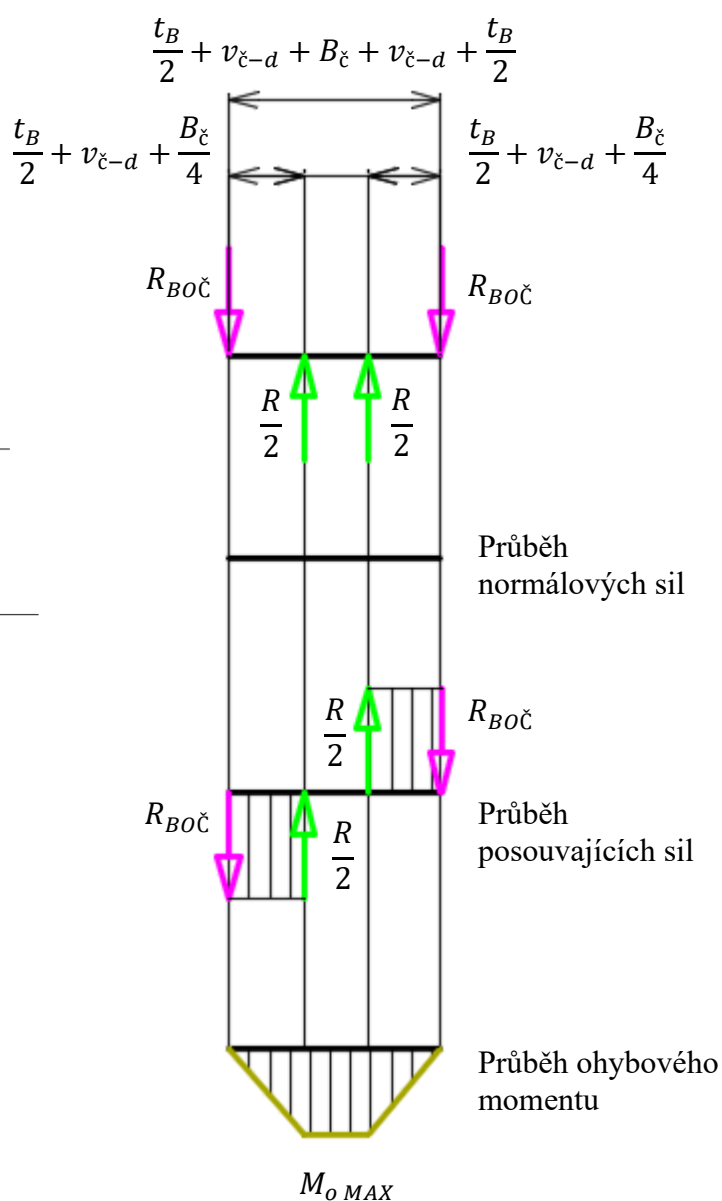
$$\sum F_{TEČ} = 0 \rightarrow -R_{BOČ} + \frac{R}{2} + \frac{R}{2} - R_{BOČ} = 0 \rightarrow 2 \cdot R_{BOČ} = R$$

$$R_{BOČ} = \frac{R}{2} = \frac{13\,018,8}{2} = 6\,509,4\,N \quad (10)$$

$$\sum F_{NOR} = 0 \rightarrow R_{y\,BOČ} = 0 \quad (11)$$



Obrázek 17 – Schéma působících sil na čep



Obrázek 18 – Silový a momentový průběh čepu

Pevné čepy jsou zpravidla počítány pouze na napětí způsobené ohybem, proto je čep čelisti navržen z pevnostní podmínky v ohybu, poté je však kontrolován na kombinované napětí od ohybu i smyku, a to z důvodu velké síly způsobující smykovou složku napětí.

Odvození výpočtového průměru čepu d'_ϵ z napětí v ohybu σ_{OHYB} :

$$\sigma_{OHYB} = \frac{M_o}{W_o} = \frac{M_{o\epsilon MAX}}{\frac{\pi \cdot d'^3_\epsilon}{32}} \leq \sigma_{Dov, OHYB}$$

kde M_o je ohybový moment,
 $M_{o\epsilon MAX}$ je maximální ohybový moment na čepu,
 W_o je modul průřezu v ohybu,
 $\sigma_{Dov, OHYB}$ je dovolené napětí v ohybu pro materiál čepu (viz tabulka 3).

Kdy maximální ohybový moment je:

$$M_{o\epsilon MAX} = R_{BO\epsilon} \cdot \left(\frac{t_B}{2} + v_{\epsilon-d} + \frac{B_\epsilon}{4} \right) = 6\,509,4 \cdot \left(\frac{8}{2} + 16 + \frac{25}{4} \right) = 170\,871,8 \text{ Nmm} \quad (12)$$

kde B_ϵ je šířka čelisti a kluzného ložiska,
 t_B je tloušťka bočnice (viz kapitola 4.2.5),
 $v_{\epsilon-d}$ je vůle mezi čelistí a bočnicí (viz výkresová dokumentace).

$$d'_\epsilon \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{o\epsilon MAX}}{\pi \cdot \sigma_{Dov, OHYB}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 170\,871,8}{\pi \cdot 364}} = 16,85 \text{ mm} \quad (13)$$

Minimální průměr vyplývající podmínky je 16,85 mm, pro další výpočty je průměr čepu čelisti d_ϵ zvolen 18 mm s ohledem na namáhání a dostupná kluzná ložiska. Zvoleno je kluzné ložisko PCM 182025 E od firmy SKF.

Kontrola na kombinované namáhání metodou ekvivalentního napětí σ_{HMH} :

$$\sigma_{OHYB} = \frac{M_o}{W_o} = \frac{M_{o\epsilon MAX}}{\frac{\pi \cdot d_\epsilon^3}{32}} = \frac{170\,871,8}{\frac{\pi \cdot 18^3}{32}} = 298,44 \text{ MPa} \quad (14)$$

$$\tau_{SMYK} = \frac{F}{A} = \frac{\frac{R}{2}}{\frac{\pi \cdot d_\epsilon^2}{4}} = \frac{\frac{13\,018,8}{2}}{\frac{\pi \cdot 18^2}{4}} = 25,58 \text{ MPa} \quad (15)$$

$$\sigma_{HMH} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{\sigma_{OHYB}^2 + 3 \cdot \tau_{SMYK}^2} = \sqrt{298,44^2 + 3 \cdot 25,58^2} = 301,71 \text{ MPa} \quad (16)$$

$$RF = \frac{Re}{\sigma_{HMH}} = \frac{520}{301,71} = 1,72 \quad (17)$$

RF, tedy koeficient bezpečnosti je dostatečně vysoký, průměr čepu 18 mm je vyhodnocen jako vhodný.

Nyní je nutno provést ještě kontrolu na otláčení mezi čepem a bočnicí.

$$P_{OTLAČENÍ} = \frac{F}{A} = \frac{R_{BOČ}}{d_c \cdot t_B} \leq P_{DOV}$$

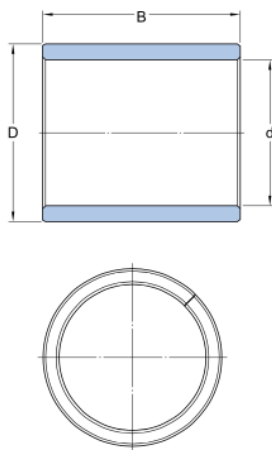
$$P_{OTLAČENÍ} = \frac{6\,509,4}{18 \cdot 8} = 45,20 \text{ MPa} \leq 468 \text{ MPa} \quad (18)$$

kde $P_{Dov,stat}$ je dovolené otláčení bronzového ložiska (viz tabulka 3).

Podmínka dovoleného tláčení je splněna.

4.2.2 Kontrola kluzného ložiska

Dle katalogu výrobce ložisek SKF bylo jako nejvhodnější vybráno kluzné ložisko s označením PCM 182025 E s následujícími parametry, zaznamenanými v tabulce 4:



Tabulka 4 – Parametry kluzného ložiska PRM 182025 E [12]

Vnitřní průměr d	18 mm
Vnější průměr D	20 mm
Šířka B	25 mm
Dynamické dovolené otláčení $P_{DOV, dyn}$	36 MPa
Statické dovolené otláčení $P_{DOV, stat}$	112 MPa

Obrázek 19 – Schéma kluzného ložiska PRM 182025 E [12]

Jelikož se čelist pomocí kluzného ložiska pouze kýve na čepu, není nutno u kluzného ložiska kontrolovat jeho oteplení, ale bude provedena pouze kontrola na otláčení součásti $P_{OTLAČENÍ}$:

$$P_{OTLAČENÍ} = \frac{F}{A} \leq P_{DOV,stat}$$

$$P_{OTLAČENÍ} = \frac{R}{d_c \cdot B} = \frac{13\,018,8}{18 \cdot 25} = 28,93 \text{ MPa} \leq 112 \text{ MPa} \quad (19)$$

kde $P_{Dov,stat}$ je dovolené otláčení bronzového ložiska (viz tabulka 4).

U zvoleného ložiska není překročena mezní hodnota otláčení, bude tedy ponecháno.

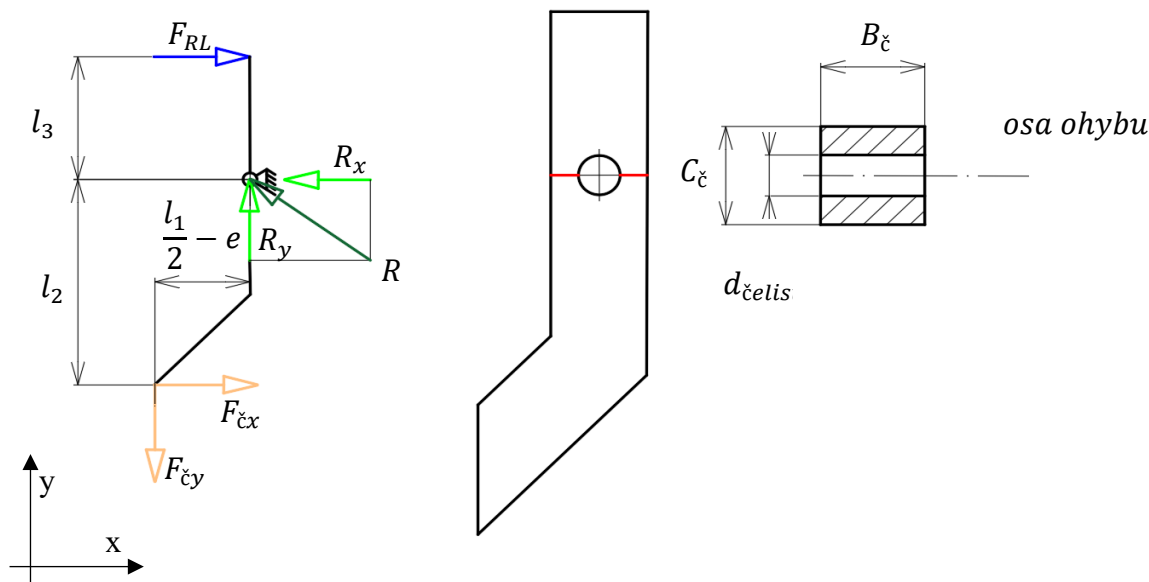
4.2.3 Návrh čelisti

Na konstrukci je využit materiál S355 s mezí kluzu $R_e = 355 \text{ MPa}$ [11] a mechanickými vlastnostmi zaznamenanými v tabulce 5:

Tabulka 5 – Mechanické vlastnosti materiálu čelisti

Druh namáhání	Vztah pro určení dovolené hodnoty	Dovolená hodnota [MPa]
TAH	$0,55 \cdot R_e$	195,25
SMYK	$0,4 \cdot R_e$	142
OHYB	$0,7 \cdot R_e$	248,5

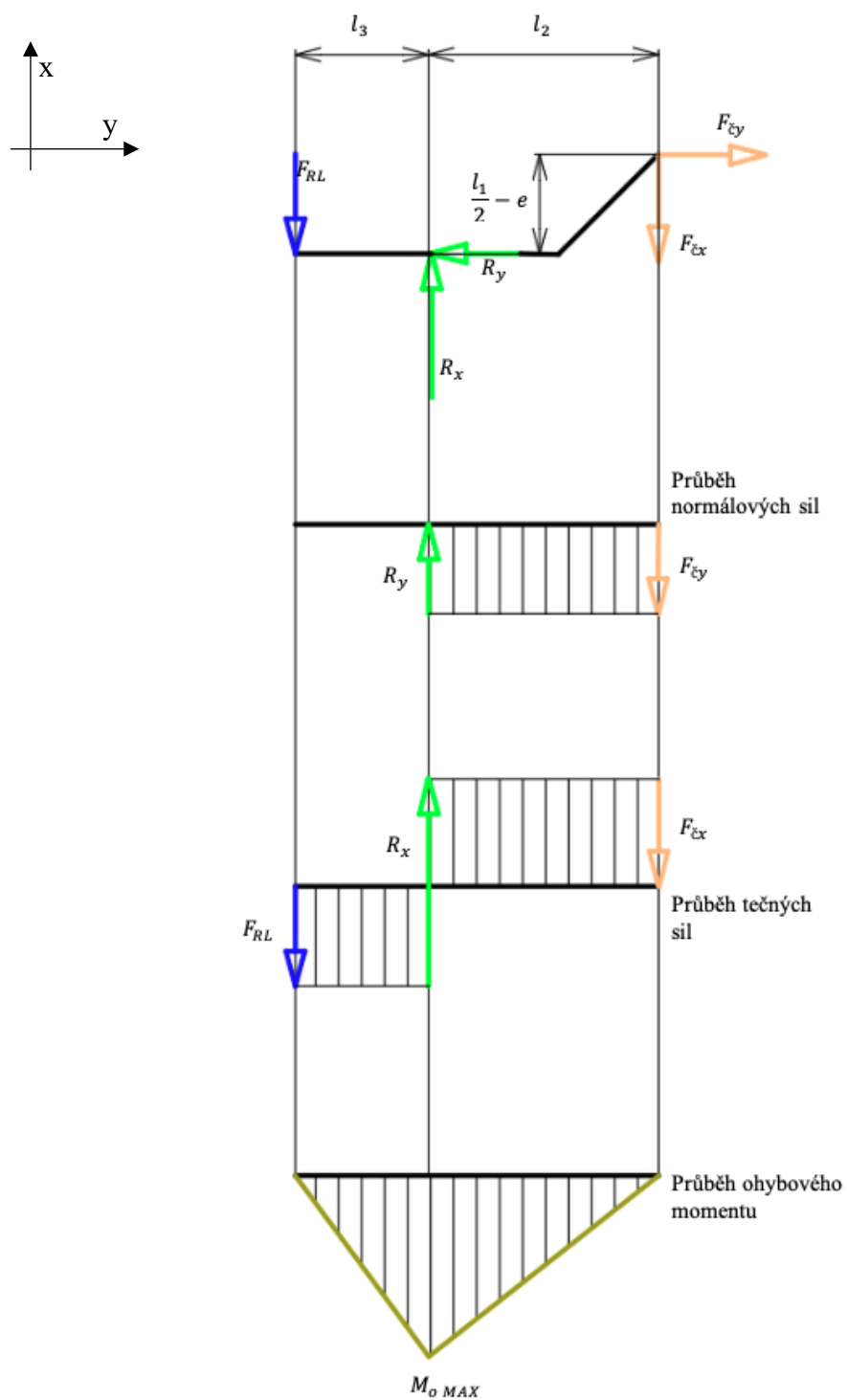
Vhodným průřezem pro konstrukci čelisti je zvolen obdélník z důvodu snadného umístění kluzného ložiska. Po zavedení sil působících na čelist a nalezení kritického průřezu čelisti je nutno navrhnout rozměry tohoto průřezu (viz obrázek 20).



Obrázek 18 – Schématické zobrazení zatěžujících sil čelist

Z průběhu ohybových momentů a smykových a normálových sil je patrné, že kritické místo je v místě otvoru pro ložisko (viz obrázek 21, čelist je otočena o 90°). Je zde i minimální průřez. Předběžný tvar bude tedy navržen ze všech těchto podmínek zvlášť a poté bude provedena kontrola na kombinované namáhání.

Znáмым rozměrem je šířka ložiska, tedy i šířka čelisti, která je 25 mm a otvor 20 mm, jenž je zároveň vnějším rozměrem kluzného ložiska.



Obrázek 19 – Průběh zatěžujících sil a momentů čelisti

Přestože je čelist namáhána tahem, ohybem a smykem současně, je chybějící rozměr $C_{\check{c}}$ navržen pouze z pevnostních podmínek pro tah a ohyb. Smyk je zanedbán s ohledem na Grashofův vzorec, který říká, že maximální hodnota smykové složky napětí je soustředěna v těžišti průřezu, naopak v krajních vláknech je tato složka minimální. Pokud tedy uvažíme, že ohybová složka napětí, tedy napětí v krajních vláknech, je pro součást více nebezpečná, lze v kombinaci se znalostí Grashofova vzorce smykovou složku napětí zanedbat.

Odvození chybějícího výpočtového rozměru čelisti $C_{\check{c}}'$ z napětí v tahu σ_{TAH} :

Tahem je součást namáhána silou $F_{\check{c}y}$,

$$\sigma_{TAH} = \frac{F}{A} = \frac{F_{\check{c}y}}{C_{\check{c}} \cdot B_{\check{c}} - d_{\check{c}elist} \cdot B_{\check{c}}} = \frac{F_{\check{c}y}}{B_{\check{c}} \cdot (C_{\check{c}} - d_{\check{c}elist})} \leq \sigma_{Dov,TAH}$$

$$C_{\check{c}}' = \frac{F_{\check{c}y}}{B_{\check{c}} \cdot \sigma_{Dov,TAH}} + d_{\check{c}elist} = \frac{4\,905}{25 \cdot 195} + 20 = 21,01 \text{ mm} \quad (20)$$

kde $d_{\check{c}elist}$ je otvor pro kluzné ložisko v čelisti,
 $\sigma_{Dov,TAH}$ je dovolené napětí v tahu pro materiál čelisti (viz tabulka 5).

Odvození chybějícího výpočtového rozměru čelisti $C_{\check{c}}'$ z napětí v hybu σ_{OHYB} :

$$\sigma_{OHYB} = \frac{M_o}{W_o} = \frac{F_{RL} \cdot l_3}{\frac{C_{\check{c}}^3 \cdot B_{\check{c}} - d_{\check{c}elist}^3 \cdot B_{\check{c}}}{6 \cdot C_{\check{c}}}} \leq \sigma_{Dov,OHYB}$$

Řešení neznámé vede na kubickou rovnici ve tvaru:

$$C_{\check{c}}^3 - \frac{F_{RL} \cdot l_3 \cdot 6}{\sigma_{Dov,OHYB} \cdot B_{\check{c}}} \cdot C_{\check{c}} - d_{\check{c}elist}^3 = 0 \quad (21)$$

kde $\sigma_{Dov,OHYB}$ je dovolené napětí v ohybu pro materiál čelisti (viz tabulka 5),

proto je chybějící rozměr $C_{\check{c}}$ řešen pomocí lineární interpolace v programu Excel, kdy hledáme průsečík dovoleného napětí v ohybu a křivky, jež vyjadřuje závislost rozměru $C_{\check{c}}$ na napětí v ohybu (viz příloha číslo 1), dle tohoto způsobu analýzy je minimální výpočtový rozměr bočnice $C_{\check{c}}' = 25,65 \text{ mm}$.

S ohledem na předcházející výsledky je chybějící rozměr $C_{\check{c}}$ zvolen 28 mm, průřez s tímto rozměrem bude zkontrolován na kombinované namáhání, a to metodou ekvivalentního napětí HMM σ_{HMM} :

$$\sigma_{TAH} = \frac{F}{A} = \frac{F_{\check{c}y}}{C_{\check{c}} \cdot B_{\check{c}} - d_{\check{c}elist} \cdot B_{\check{c}}} = \frac{4\,905}{28 \cdot 25 - 20 \cdot 25} = 24,53 \text{ MPa} \quad (22)$$

$$\sigma_{OHYB} = \frac{M_o \text{ MAX}}{W_o} = \frac{F_{RL} \cdot l_3}{\frac{C_{\check{c}}^3 \cdot B_{\check{c}} - d_{\check{c}elist}^3 \cdot B_{\check{c}}}{6 \cdot C_{\check{c}}}} = \frac{7\,154,4 \cdot 50}{\frac{28^3 \cdot 25 - 20^3 \cdot 25}{6 \cdot 28}} = 172,30 \text{ MPa} \quad (23)$$

$$\sigma_{HMH} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{(\sigma_{OHYB} + \sigma_{TAH})^2 + 0} =$$

$$= \sqrt{(172,30 + 24,53)^2} = 196,83 \text{ MPa} \quad (24)$$

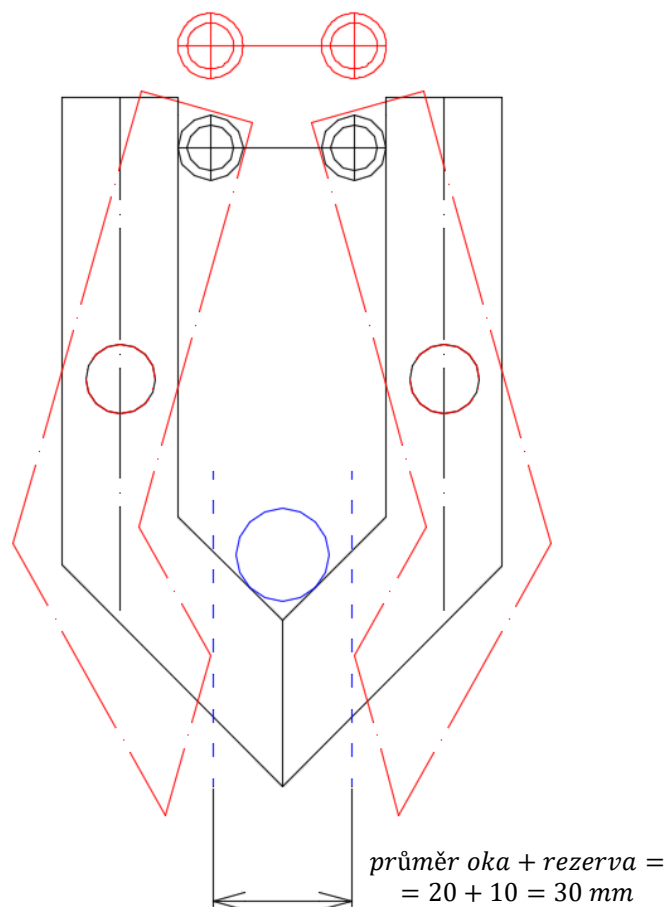
$$RF = \frac{Re}{\sigma_{HMH}} = \frac{355}{196,83} = 1,80 \quad (25)$$

Koeficient bezpečnosti RF je dostatečně vysoký, rozměr čelisti bude tedy ponechán.

Dalším místem s koncentrací napětí, a tedy možným kritickým místem čelisti, je místo přechodu přímé a šikmé části čelisti. Jde o místo s konstrukčním vrubem, na výrobním výkrese čelisti (příloha číslo 4) si však lze všimnout, že se nejedná a ostrý přechod ale o přechod se zaoblením o poloměru 10 mm. Hodnota tvarového součinitele vrubu tedy není nijak vysoká. Toto místo tedy nebylo vyhodnoceno jako kritické, a to také s přihlédnutím ke skutečnosti, že průřez v tomto místě je oproti počítanému násobně větší.

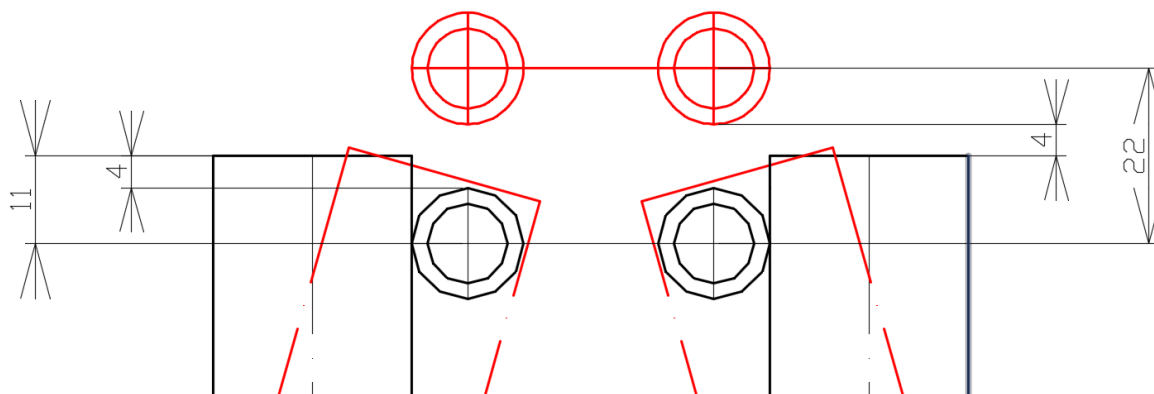
4.2.4 Přípustnost zvolené konstrukce

Navrženou konstrukci je nutno podrobit geometrické kontrole, abychom zjistili, zda splňuje požadavek na potřebné rozevření čelistí, viz obrázek 22.



Obrázek 20 : Schéma kontroly geometrie

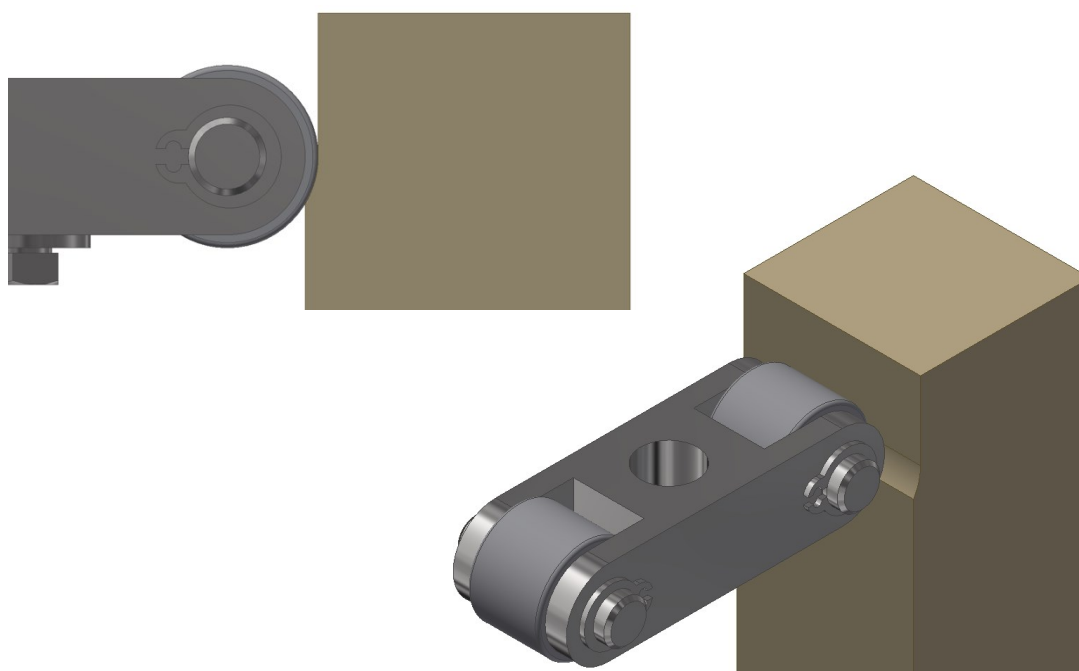
Při kontrole přípustnosti zvolené geometrie jsou kontrolovány dvě podmínky, a to zda nedojde při rozevření čelistí o dříve zvolenou minimální hodnotu (30 mm) ke vzájemnému kontaktu horních částí čelistí dříve, než bude dosažena tato mez. Z další podmínky je odvozen rozměr, o který je nutno ložisko vysunout, aby nedošlo po rozevření čelistí ke kontaktu mezi čelistmi a ložiskem. Jak lze vidět na obrázku 23, hodnota vysunutí je 22 mm.



Obrázek 21 : Volba rozměru vysunutí ložiska

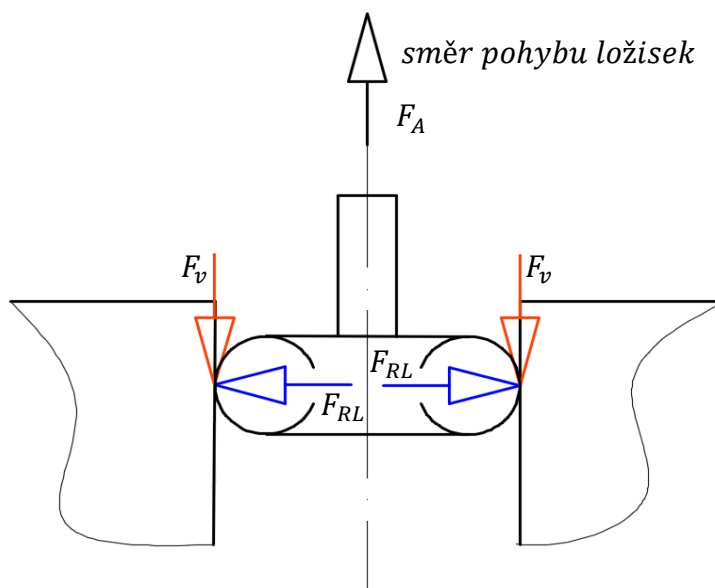
Horní část čelistí je z důvodu vymezení dolní polohy pohybující se části upravena do následné podoby (viz obrázek 24).

Geometrie zařízení společně s touto úpravou určují vnější rozměr použitého ložiska. Jako vhodné bylo vybráno z katalogu SKF ložisko s označením HK 1010.



Obrázek 22 : Úprava čelisti v místě styku s ložiskem

Dříve, než je kontrolováno ložisko, je nutno zjistit jeho zatěžování, které vyplývá z následujícího schématu dle obrázku 25:



Obrázek 23 – Schéma silového působení při vytahování ložiska

Z obrázku je patrné, že ložisko bude zatěžováno radiálně silou F_{RL} a motor musí vyvinout vyšší sílu, než je síla F_A , ta je rovna výslednici valivé síly F_v , tudíž odporem proti vytažení ložiska, tedy valivému tření. Tuto sílu je možno spočítat dle vzorce, kdy rameno valivého odporu ξ mezi materiály ocel-ocel je roven 0,00005 m [13]:

$$F_v = \xi \cdot \frac{F_N}{R_{VL}} = \xi \cdot \frac{F_{RL}}{R_{VL}} = 0,00005 \cdot \frac{7\,154,4}{0,007} = 51,10 \text{ N} \quad (26)$$

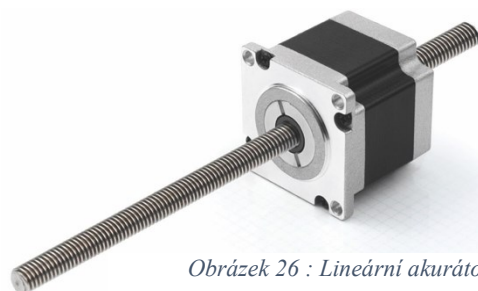
kde F_N je normálová síla

R_{VL} je poloměr valeného ložiska

$$F_A = F_v \cdot 2 = 51,10 \cdot 2 = 102,20 \text{ N} \quad (27)$$

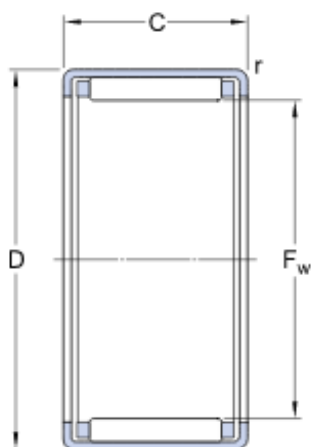
Na základě výslednice sil F_A byl navržen potřebný lineární pohon. Ten byl vybrán nejen s ohledem na co nejsnazší ovládání, ale také s ohledem na co nejmenší rozměry celého zařízení.

Z těchto důvodů byl zvolen lineární akurátor s krokovým motorem firmy MBM Technik s označením L5918L3008-T10X6 (obrázek 26) se zvedací silou 500 N a rychlostí zvedání 130 mm s⁻¹ [14].



Obrázek 26 : Lineární akurátor L5918L3008-T10X2 [14]

U zvoleného jehličkového ložiska SKF HK1010 s parametry v tabulce 6 je nutno zkontrolovat jeho životnost.

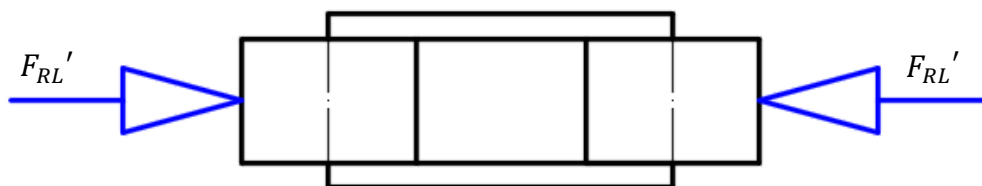


Tabulka 6: Parametry jehličkového ložiska HK1010 [15]

Vnitřní průměr F_w	10 mm
Vnější průměr D	14 mm
Šířka C	10 mm
Základní dynamická únosnost C	4,29 kN
Základní statická únosnost C_o	5,3 kN
Minimální zatížení P_u	570 N

Obrázek 27 : Schéma jehličkového ložiska HK1010 [15]

Ložisko je zatěžováno podle obrázku 28:



Obrázek 28 : Síly působící na válečkové ložisko

Rychlost otáčení ložiska je 177 ot/min, je tedy vyšší než 10 ot/min, ložisko bude tedy kontrolováno dynamicky, kdy pro čárový styk je exponent p roven 10/3:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p = \left(\frac{4\,290}{7\,154,4}\right)^{3,33} = 0,18 \text{ mil otáček} \quad (28)$$

$$P = Y \cdot F_a + X \cdot F_R = Y \cdot F_a + X \cdot F_{RL} = 0 \cdot 0 + 1 \cdot 7\,154,4 = 7\,154,4 \text{ N} \quad (29)$$

Kde koeficienty X a Y jsou určovány ze Strojírenských tabulek [11] strana 507 a tabulky číslo 3 na základě poměru e , který slouží pro stanovení velikosti síly, jež zatěžuje ložisko:

$$e = \frac{F_a}{F_R} = \frac{F_a}{F_{RL}} = \frac{0}{7\,154,4} \Rightarrow X = 1; Y = 0 \quad (30)$$

Jelikož před spuštěním je ložisko zatěžováno staticky je nutno provést taky odpovídající kontrolu, kdy hodnota statické bezpečnosti k_{SL} by se měla být vyšší než 0,4.

$$k_{SL} = \frac{C_o}{P} = \frac{5\,300}{7\,154,4} = 0,74 \quad (31)$$

4.2.5 Návrh tloušťky stěny bočnice

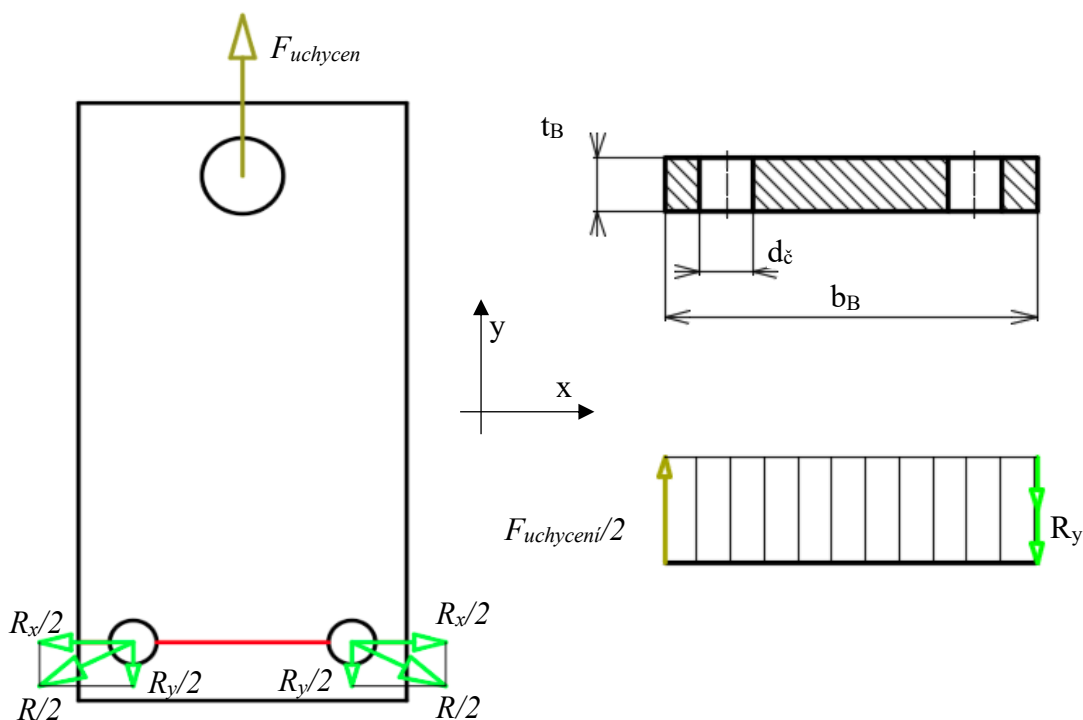
Dvě bočnice spolu plní funkci zakrytování zařízení a přenesení sil od čepu do uchycení. Proto je šířka a výška dána parametry mechanismu, je však nutno navrhnout minimální tloušťku bočnice.

Bočnice přenáší sílu od břemene přes čep do uchycení. Pro návrh je vhodnější již dříve vypočítanou výslednici sil R (rovnice 9), kterou přenáší čep do bočnic, rozložit do složek v ose x a y (rovnice 7 a 8). Zvoleným materiálem pro výrobu je ocel s označením S355 s $R_e = 355 \text{ MPa}$ [11] s mechanickými vlastnostmi spočtenými na základě [10] a zaznamenanými v tabulce 7.

Tabulka 7 – Mechanické vlastnosti materiálu bočnice

Druh namáhání	Vztah pro určení dovolené hodnoty	Dovolená hodnota [MPa]
TAH	$0,55 \cdot R_e$	195,25
OTLAČENÍ	$0,9 \cdot R_e$	319,5

Pro vyhodnocení druhů namáhání a kritického napětí je zhotoven náčrtek bočnice a průběh sil v zařízení i se zaznačením kritického průřezu (viz obrázek 29).



Obrázek 29 : Schéma pro výpočet tloušťky bočnice

Tloušťka bočnice je navržena pouze z tahového napětí, jež způsobují síly ve směru y . Tahové napětí od sil ve směru x je zanedbáno z důvodu malých sil v tomto směru a naopak velkým průřezem který tyto síly namáhají.

Odvození výpočtové tloušťky stěny bočnice t_B' z napětí v tahu σ_{TAH} :

$$\sigma_{TAH} = \frac{F}{A} = \frac{\frac{F_{uchycení}}{2}}{t_B' \cdot (b_B - 2 \cdot d_{\xi})} \leq \sigma_{Dov,TAH}$$

$$t_B' = \frac{R_y}{(b_B - 2 \cdot d_{\xi}) \cdot \sigma_{Dov,TAH}} = \frac{4\,905}{(120 - 2 \cdot 18) \cdot 195} = 0,30 \text{ mm} \quad (32)$$

kde $F_{uchycení}$ je síla která je odváděna do uchycení,
 $\sigma_{Dov,TAH}$ je dovolené napětí v tahu pro materiál bočnice (viz tabulka 7),
 b_B je kótovaný rozměr bočnice (viz obrázek 29),

kdy $F_{uchycení}$ je rovna dvojnásobku složky čepové síly R_y .

Odvození výpočtové tloušťky stěny bočnice t_B' z dovoleného otláčení $P_{OTLAČENÍ}$:

$$P_{OTLAČENÍ} = \frac{F}{A} = \frac{\frac{R}{2}}{d_{\xi} \cdot t_B'} \leq P_{DOV}$$

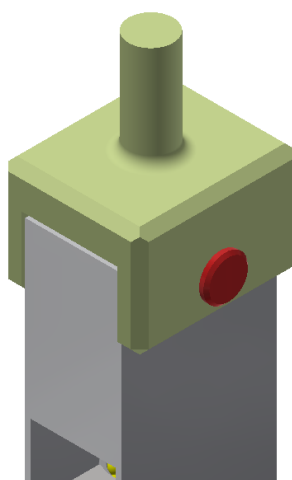
$$t_B' = \frac{R}{2 \cdot d_{\xi} \cdot P_{DOV}} = \frac{13\,018,8}{2 \cdot 18 \cdot 319,5} = 1,13 \text{ mm} \quad (33)$$

kde P_{Dov} je dovolené otláčení materiálu bočnice (viz tabulka 7).

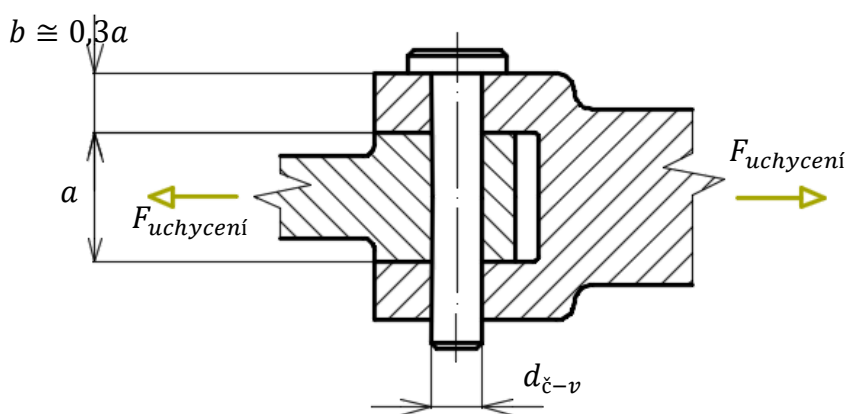
Na základě předchozích návrhových výpočtů a také konstrukčního a výrobního hlediska je tloušťka bočnice zvolena t_B 8 mm. Jelikož je tloušťka násobně větší než minimální tloušťka vyplývající z výpočtů, není nutno provádět kontrolu na kombinované namáhání.

4.2.6 Návrh otvoru pro uchycení

Otvor slouží pro uchycení spouštěcího zařízení do rámu a jelikož je uvažováno, že pro zvedání letounu při zkoušce bude využito jeřábu, lze poté toto spojení realizovat způsobem známým jako spoj táhla s vidlicí (viz obrázek 30), kdy přenos sil bude realizován čepem, jehož průměr bude navržen.



Obrázek 25 : Umístění zařízení do rámu



Obrázek 31 : Schéma spoje zařízení s uchycením

Při spojení tímto způsobem je čep namáhán otláčením, ohybem a smykem. Průměr čepu bude ale odvozen pouze z namáhání ohybem a otláčením. Bude použit čep z materiálu S355, s mezí kluzu $R_e = 355 \text{ MPa}$ [11] jehož parametry jsou zaznamenány v tabulce 9.

Tabulka 9 : mechanické vlastnosti materiálu čepu

Druh namáhání	Vztah pro určení dovolené hodnoty	Dovolená hodnota [MPa]
OHYB	$0,7 \cdot R_e$	248,5
OTLAČENÍ	$0,9 \cdot R_e$	319,5

Odvození výpočtového průměru čepu vidlice $d_{\check{c}-v}'$ z napětí v ohybu σ_{OHYB} :

$$\sigma_{OHYB} = \frac{M_o}{W_o} = \frac{\frac{F_{uchycení}}{2} \cdot \left(\frac{a+b}{2}\right)}{\frac{\pi \cdot d_{\check{c}-v}'^3}{32}} = \frac{8 \cdot F_{uchycení} \cdot (a+b)}{\pi \cdot d_{\check{c}-v}'^3} \leq \sigma_{Dov, OHYB}$$

$$d_{\check{c}-v}' = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot R_y \cdot (a+b)}{\pi \cdot \sigma_{Dov, OHYB}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 4905 \cdot (73+22)}{\pi \cdot 248,5}} = 21,2 \text{ mm} \quad (34)$$

kde $\sigma_{Dov, OHYB}$ je dovolené napětí ve smyku pro materiál čepu (viz tabulka 9).

Čep vidlice je namáhán také na otláčení. Větší hodnota napětí v otláčení vzniká mezi čepem a vidlicí než mezi čepem a objímkou, proto je odvození výpočtového průměru čepu vidlice $d_{\check{c}-v}'$ z dovoleného otláčení $P_{OTLAČENÍ}$ rovno:

$$P_{OTLAČENÍ} = \frac{F}{A} = \frac{F_{uchycení}}{2 \cdot d_{\check{c}-v}' \cdot b} \leq P_{DOV}$$

$$d_{\check{c}-v}' = \frac{2 \cdot R_y}{2 \cdot b \cdot P_{DOV}} = \frac{2 \cdot 4905}{2 \cdot 22 \cdot 319,5} = 0,70 \text{ mm} \quad (35)$$

kde P_{DOV} je dovolené otláčení materiálu čepu vidlice (viz tabulka 9),

b je kotovaná rozměr „vidlice“ (viz obrázek 31),

a je kotovaný rozměr zařízení (viz obrázek 31 a příloha 2).

Na základě předchozích dvou výpočtů je zvolen průměr čepu vidlice $d_{\check{c}-v}$ 22 mm.

5 Závěr

Cílem práce bylo navrhnout a připravit podklady pro výrobu uvolňovacího zařízení letounů pro pádové zkoušky jejich podvozků. V následujícím textu bude shrnuto, do jaké míry byly tyto cíle naplněny.

Po zhodnocení jednotlivých zařízení, která by bylo možno využít pro uvolňování břemene, v našem případě letounu, bylo navrženo vlastní zařízení. Při jeho konstruování jsem vycházel nejen z předností jednotlivých variant, jež jsem se snažil aplikovat do vlastního zařízení, ale také z nedostatků jednotlivých variant – těch jsem se naopak snažil vyvarovat. Vzniklo tak vlastní zařízení, které je přizpůsobeno „na míru“ potřebám pádových zkoušek podvozků letounů. V provozu je tedy vhodnější upřednostnit navržené zařízení před dostupnými, již používanými zařízeními. Jak si lze všimnout, v zařízení je využit lineární aktuátor – je tedy splněn hlavní požadavek, kdy se podařilo úspěšně zabudovat nemanuální ovládání.

Při konstrukci jednotlivých dílů byl kladen důraz na reálnost jejich výroby. V zařízení se tedy nenachází žádná součást, kterou by nebylo možno vyrobit konvenčními způsoby obrábění. Lze tedy konstatovat že zařízení je navrženo s důrazem na ekonomičnost výroby. Ekonomičnost výroby se projevila také při předepisování tolerancí a struktury jednotlivých povrchů, to znamená, že kde si funkčnost zařízení přímo nežadá využití geometrických či rozměrových tolerancí nebo předepsání přesnějšího povrchu součástí, tam je s těmito požadavky šetřeno. Při konstruování byla brána také zřetel na co nejjednodušší smontovatelnost celého zařízení s využitím pouze nakupovaných spojovacích součástí a bez využití svařování.

Rozměry stěžejních součástí vychází z pevnostních podmínek, kdy při návrhu součástí bylo vždy první vyšetřeno kritické místo součásti a poté byly rozměry v místě kritického místa navrženy s ohledem na zatěžující síly. Při návrhu bylo využito pouze analytických výpočtů, a to vždy pro každý druh namáhání zvlášť. Na základě výsledků byly zvoleny s ohledem na v mnoha případech kombinované namáhání rozměry součástí. Poté byly všechny navrhované součásti na kombinované namáhání zkontrolovány, kdy výsledkem byl RF (reserve factor). Při volbě rozměrů byl brán zřetel, aby hodnota RF nebyla ani nízká (možnost brzké poruchy součásti) ani vysoká (předimenzování), před volbou nejvhodnějšího rozměru bylo tedy provedeno mnoho výpočtů RF pro různé rozměry.

Pro výrobu zařízení je zhotovena ucelená výkresová dokumentace obsahující jak výkres sestavení, tak výrobní výkresy všech součástí. Tento dokument však na základě volby vedoucího bakalářské práce obsahuje pouze výkres sestavení celého zařízení a výrobní výkres čelisti.

Návrh zařízení tedy lze považovat za úspěšný, přestože obsahuje mnoho nedostatků. Například pokud vysouvající se část opustí čelist, je nutno využít vedení (červené části na

obrázku 12). Tento nedostatek lze eliminovat využitím stejného typu pohonu, avšak s vlastním vedením - tento typ motoru však není dostupný u dodavatele MBM Technik, nebo volbou lineárních pohonů, jež ve velkém nabízí například firma LINAK. Pohony od této firmy v našem případě nebylo možno využít z důvodu velkých rozměrů, které by negativně ovlivnily konstrukci celého zařízení. Další nedostatek zařízení je spojen s ustavováním břemene před vykonáním zkoušky, kdy je nutno první manuálně sevřít čelisti k sobě (toto sevření však není spojeno se zvýšenou fyzickou námahou) a až poté mezi ně, již pomocí dálkového ovládání, sjet vysouvající se částí.

Všechny cíle, které byly vytyčeny na začátku práce se podařilo naplnit, a proto je možno vypracovanou bakalářskou práci považovat jako splněnou.

6 Seznam použité literatury

- [1] RYDLO, Tomáš. *DRUHY A METODY ZKOUŠENÍ LETADEL* [online]. Technická 2896, 616 69 Brno-Královo Pole, 2009 [cit. 31.3.2020]. Dostupné z: https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=17032. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně.
- [2] *Certification Specifications and Acceptable Means of Compliance for Normal, Utility, Aerobatic, and Commuter Category Aeroplanes* [online]. s. 151 [cit. 31.3.2020]. Dostupné z: <https://www.easa.europa.eu/sites/default/files/dfu/CS-23%20Amendment%204.pdf>
- [3] *SHACKLE RELEASE* [online]. In: . TiNi Aerospace, 2020 [cit. 31.3.2020]. Dostupné z: <https://tiniaerospace.com/products/shackle-release/>
- [4] MANUEL, Pedro, Marcelo SAVI a Pedro Manuel CALAS LOPES PACHECO. MODELING AND SIMULATION OF A SHAPE MEMORY RELEASE DEVICE FOR AEROSPACE APPLICATIONS. In: *Research gate* [online]. Leden 2000 [cit. 31.4.2020]. Dostupné z: file:///Users/user/Downloads/SMASep_Unesp00.pdf
- [5] SEA CATCH TOGGLE RELEASE TECHNOLOGY. In: *Desert Specialty* [online]. [cit. 31.3.2020]. Dostupné z: https://www.desertspecialty.com/ns/seacatch/seacatch_pf.html
- [6] On-load release mechanism RM-RB-03 PROTOTYPE. In: *YouTube* [online]. 27.10.2016 [cit. 31.3.2020]. Dostupné z: <https://www.youtube.com/watch?v=f0aozmjn7-8>
- [7] On-load release hook RM RB 02 (prototype). In: *YouTube* [online]. 12.10.2016 [cit. 31.3.2020]. Dostupné z: <https://www.youtube.com/watch?v=zpFYMOWOd-s>
- [8] On-load release hook (prototype). In: *YouTube* [online]. 7.10.2016 [cit. 31.3.2020]. Dostupné z: <https://www.youtube.com/watch?v=SahnG5MgVEw>
- [9] Závěsné oko normální 20 x 128 ČSN 02 3231 nosnost 1400 kg. *JuBo Jeseník* [online]. [cit. 31.3.2020]. Dostupné z: <https://www.jubo.cz/zavesna-oka-normalni/1224-zavesne-oko-normalni-nosnost-1400-kg.html>
- [10] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš, ed. *Konstruování strojních součástí*. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTIUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.

- [11] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 4., dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2008. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [12] PCM 182025. *SKF* [online]. [cit. 31.3.2020]. Dostupné z: <https://www.skf.com/group/products/plain-bearings/bushings-thrust-washers-strips/bushings/productid-PCM%20182025%20E>
- [13] MIKULČÁK, Jiří. *Matematické, fyzikální a chemické tabulky pro střední školy*. 3. vyd. Praha: Prometheus, 1995. Pomocné knihy pro žáky (Prometheus). ISBN 80-85849-84-4.
- [14] L59. *MBM Technik* [online]. [cit. 31.3.2020]. Dostupné z: <https://www.mbmtechnik.cz/linearni-aktuary/s-krokovym-motorem/linearni-aktuary-hybridni/l59>
- [15] HK1010. *SKF* [online]. [cit. 2020-04-01]. Dostupné z: <https://www.skf.com/group/products/rolling-bearings/roller-bearings/needle-roller-bearings/drawn-cup-needle-roller-bearings/productid-HK%201010>
- [16] KALÁB, Květoslav. *Konstrukční návrh a výpočet ručního šroubového zvedáku: vysokoškolská příručka*. Ostrava: VŠB-Technická univerzita, 2003. ISBN 80-248-0543-x.
- [17] C60 [online]. [cit. 13.5.2020]. Dostupné z: <http://www.round-bars.com/products/c60-steel/>

7 Seznam příloh

- [1] Chybějící rozměr C čelisti z napětí v ohybu (soubor .xlsx)
- [2] Výkres sestavy zařízení (soubor PDF)
- [3] Výkres podsestavy vysouvajícího se části (soubor PDF)
- [4] Výrobní výkres čelisti (soubor PDF)